ОПД.Ф.02.04 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методические указания к расчетно-проектировочной работе с заданиями

Изложены основы теории, справочный материал, методические указания и задания для выполнения расчетно-проектировочной работы по курсу «Прикладная механика».

Контрольные задания включают в себя три задачи по основам расчетов на прочность (растяжение-сжатие, кручение и изгиб) и одну комплексную задачу по расчету и проектированию соединений конструкций.

Предназначены для студентов заочного отделения немашиностроительных специальностей.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 4

I. Общие требования к выполнению и оформлению расчетно-проектировочной работы 5

II. Основные теоретические положения и методические указания к решению типовых задач 7

1. Растяжение-сжатие 7

2. Кручение 14

3. Плоский изгиб 22

4. Сварные, резьбовые и шпоночные соединения 32

4.1. Сварные соединения 33

4.2. Резьбовые соединения 38

4.3. Шпоночные соединения 49

III. Задания для выполнения расчетно-проектировочной работы 51

Список литературы 69

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с учебным планом по курсу «Прикладная механика» студенты заочного отделения немашиностроительных специальностей должны выполнить одну контрольную работу, которая представляет собой расчетно-проектировочную работу, состоящую из трех задач по основам расчетов на прочность (растяжение-сжатие, кручение, изгиб) и одной комплексной задачи по расчету и проектированию соединений конструкции изделия.

Выполнение контрольной работы ставит целью овладение основами расчетов на прочность, проектирования и конструирования изделий машиностроения. Настоящие указания содержат краткие теоретические сведения, основные формулы, справочный материал и методические указания и рекомендации, необходимые для выполнения контрольного задания, а также примеры решения типовых задач.

I. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ПРОЕКТИРОВОЧНОЙ РАБОТЫ

Прежде чем приступить к выполнению контрольной работы, необходимо в соответствии с программой изучить курс «Прикладная механика» по источникам [1–8, 11], а также ознакомиться с содержанием настоящих указаний.

Расчетные схемы и исходные данные для каждой из четырех задач, предусмотренных заданием, задаются преподавателем-консультантом.

Расчетно-проектировочная работа выполнена на листах формата А4 (210×297 мм). На титульном листе необходимо указать название университета и факультета, название дисциплины, вариант задания, фамилию, инициалы и группу исполнителя, фамилию и инициалы преподавателя-консультанта.

При решении каждой задачи необходимо полностью записать ее условия с исходными данными и представить расчетную схему или эскиз с указанием всех необходимых для расчета величин. Графическая часть выполняется карандашом с помощью чертежных инструментов с соблюдением требований единой системы конструкторской документации. Размеры и силовые факторы на эскизах и расчетных схемах должны быть обозначены теми же буквами, которыми они обозначены в расчетных формулах. Допускается выполнение графической части на компьютере.

Описание всех этапов работы снабжается заголовками и необходимыми пояснениями. Формулы, эмпирические коэффициенты и другие справочные данные должны иметь ссылки на литературные источники, выделяемые двумя косыми чертами, например «…по /5/ ». Источники следует располагать в порядке появления (упоминания) ссылок в тексте. При составлении списка использованных источников указывается фамилия автора книги

(группы авторов), название, том, часть, название издательства, место и год издания, число страниц.

При расчетах формула должна следовать непосредственно после ссылки на нее. Формулы следует выделять из текста свободными строками, и, если формула не умещается в одну строку, допускается перенос на другую строку после знака равенства, сложения-вычитания, умножения-деления.

Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, дают непосредственно под формулой в той последовательности, в которой они даны в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без двоеточия (см., например, формулу (1) данных методических указаний). Затем следует подставить числовые значения величин в порядке их следования в формуле и записать общий результат вычислений с указанием его размерности. Размерности правой и левой частей расчетных зависимостей должны совпадать. Вычисленные значения необходимо округлить или взять по ГОСТам или нормалям, если точки имеются для рассчитываемых величин (линейные размеры по ГОСТ 6636–69).

Все вычисления и окончательные результаты должны быть приведены и записаны в системе единиц СИ. Если основные и производные единицы системы СИ бывают неудобны, то необходимо пользоваться кратными единицами (см. примеры).

Выполненные студентами работы представляются в университет для рецензирования в срок, предусмотренный учебным планом. Работы, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требованиям, не рассматриваются и не рецензируются. В случае незачетной работы студент должен исправить отмеченные ошибки и недостатки и представить работу на повторное рецензирование. Срок защиты работ устанавливается преподавателем-консультантом.

II. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ТИПОВЫХ ЗАДАЧ

Для овладения методикой решения задач и получения необходимых навыков в их решении рекомендуется использовать учебные пособия [9–11], включающие методические указания и примеры расчета типовых задач.

1. Растяжение-сжатие

При решении задач на эту тему необходимо ознакомиться с методом сечений [1, 4, 8], научиться определять продольную силу N_z, нормальные напряжения σ_z и перемещения δ в любом сечении стержня, удлинение Δl как стержня в целом, так и его отдельных участков, освоить построение эпюр сил и напряжений.

Для расчета на прочность и определения перемещений поперечных сечений бруса надо знать закон изменения продольных сил и напряжений по его длине.

Изменение продольных сил и напряжений по длине бруса представляется в виде графика, называемого эпюрой. Построение эпюр следует осуществлять в следующей последовательности:

1. Изобразить расчетную схему бруса и приложить заданные силы. При необходимости определить опорные реакции.

2. Брус разбить на участки, границами которых являются точки приложения внешних сил и места изменения размеров поперечного сечения.

3. Пользуясь методом сечений, определить значения внутренних продольных сил и напряжений в сечениях стержня. Продольная сила в любом поперечном сечении стержня численно равна алгебраической сумме внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, причем растягивающие продольные

силы считаются положительными, а сжимающие – отрицательными.

4. По найденным значениям N_z и σ_z (в дальнейшем для удобства индекс z опускаем) построить их эпюры. Для этого провести две прямые (базовые) линии, параллельные оси стержня. Считая прямые нулевыми линиями, отложить вправо и влево (вверх и вниз) от них соответственно положительные и отрицательные значения N и σ (если стержень расположен горизонтально, то значения N и σ отложить в виде ординат). На эпюрах следует проставить знаки, подписать значения N и σ и заштриховать линиями, перпендикулярными нулевым.

Условие прочности при растяжении и сжатии имеет вид

$$\sigma = \frac{N}{A} \le |\sigma|, \qquad (1)$$

где σ, N – соответственно нормальное напряжение и продольная сила в опасном сечении, в котором возникают наибольшие напряжения, A – площадь поперечного сечения бруса, $|\sigma|$ – допускаемое напряжение.

В представленном виде условие прочности (1) используется для проверочного расчета. Однако его можно использовать и для проектировочных расчетов, целью которых является определение размеров стержня

$$A \ge \frac{N}{|\sigma|}.$$

Продольные деформации при осевом растяжении и сжатии определяются по закону Гука

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \qquad (2)$$

где E – модуль продольной упругости.

Абсолютное удлинение стержня или участка стержня длиной l получим, просуммировав по всей длине относительные удлинения его элементарных длин:

$$\Delta l = \int_0^l \varepsilon dz. \qquad (3)$$

С учетом формул (1) и (2) выражение (3) будет иметь вид

$$\Delta l = \int_0^l \frac{N dz}{EA}.$$

Если на участке в пределах длины от нуля до l значения EA = const, то

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}.$$

Для стержня с несколькими участками, в пределах которых E, N, F имеют постоянные значения, полное абсолютное удлинение (ускорение) всех его участков определяют по формуле

$$\Delta l = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_i l_i}{E_i A_i},$$

где i – номер участка; E_i и A_i – модуль упругости материала и площадь сечения i-го участка стержня.

Если величины N и A переменны по длине стержня, то полное абсолютное удлинение определяется как

$$\Delta l = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{E} \int_{l_i} \frac{N_i dz}{A_i}. \qquad (4)$$

В ряде инженерных конструкций, таких как канаты шахтных подъемников, штанги буровых установок, устья мостов, стены высотных зданий и других, собственный вес – это одна из основных внешних нагрузок. Поэтому при определении про-

дольной силы для сечения таких конструкций учет собственного веса необходим.

Внешняя сила от собственного веса в сечении, находящаяся на расстоянии z от свободного конца (см. пример 1),

$$F_{св} = \gamma A z, \tag{5}$$

где γ – вес единицы объема материала; A – площадь сечения стержня.

Пример 1. Стальной стержень переменного сечения (рис. 1, *а*) находится под действием продольной силы $F = 40$ кН и собственного веса ($\gamma = 7{,}7 \cdot 10^4$ Н/м^3). Размеры стержня: $a = 7$ м, $b = 8$ м, $c = 5$ м. Площадь поперечного сечения $A = 5 \cdot 10^{-4}$ м^2. Модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Найти наибольшее напряжение в сечении стержня и определить величину перемещения сечения I–I.

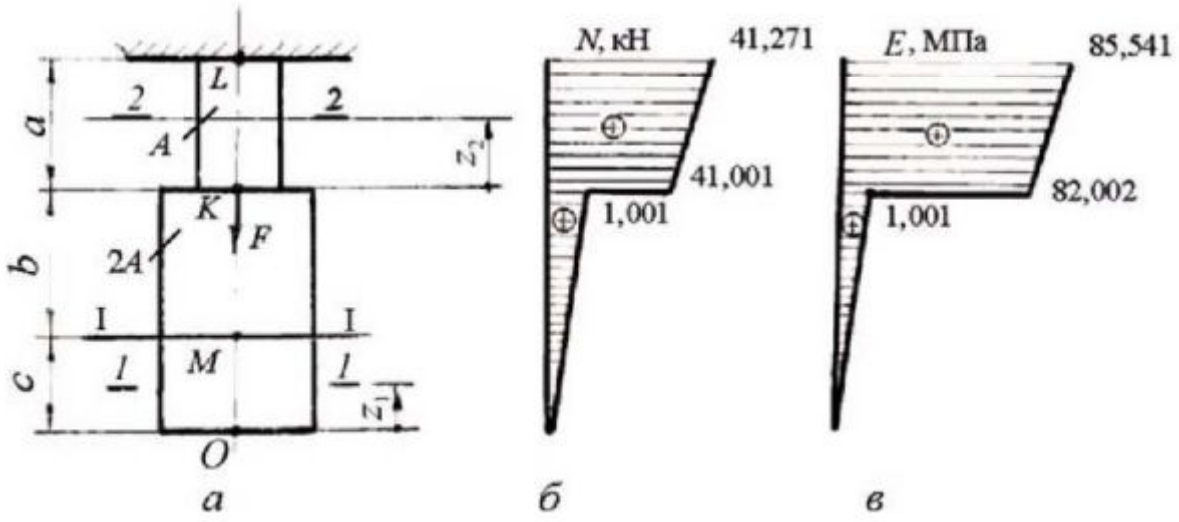


Рис. 1. Расчетная схема стержня при растяжении (*а*).
Эпюры распределения продольных сил N (*б*) и напряжений σ (*в*)

Для определения внутренних сил стержень разбиваем на отдельные участки, начиная со свободного конца. Первый участок OK – от нижнего торца до сечения, в котором происходит изменение его размеров и приложена внешняя сила F. Второй участок KL – от места приложения силы F до места заделки стержня.

Поскольку нижний конец стержня не закреплен, расчет начинаем именно с него, не определяя реакции заделки стержня. Начало координат первого участка берем в точке O.

Проводим сечение I–I в пределах первого участка и определяем для него продольную силу от собственного веса по формуле (5):

$$N_1 = \gamma 2A z_1, \quad \left(0 \le z_1 \le c + b\right),$$

где $2A$ – площадь сечения стержня.

Для построения эпюры N найдем значение продольной силы для двух точек:

при $z_1 = 0$ $\quad N_1 = 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0 = 0$ Н;

при $z_2 = c + b = 13$ м $\quad N_1 = 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 13 = 1001$ Н.

Проводим сечение *2–2* на участке KL стержня и определяем продольную силу на этом участке, принимая начало координат в точке K:

$$N_2 = \gamma 2A\,(c + b) + F + \gamma A z_2, \qquad \left(0 \le z_2 \le a\right);$$

при $z_2 = 0$

$$N_2 = 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 13 + 40\,000 +$$

$$+ 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0 = 41\,001 \text{ Н};$$

при $z_2 = a = 7$ м

$$N_2 = 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 13 + 40\,000 +$$

$$+ 7{,}7 \cdot 10^4 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 7 = 41\,270{,}5 \text{ Н}.$$

Строим эпюру продольных сил (рис. 1, *б*). Определяя продольную силу на каждом участке, находим значения нормальных напряжений по формуле (1):

при $z_1 = 0$ $\quad \sigma_1 = 0$,

при $z_1 = c + b = 7$ м $\quad \sigma_1 = 1001/(2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}) = 1{,}001$ МПа;

при $z_2 = 0$ $\quad \sigma_2 = 41\,001/(5 \cdot 10^{-4}) = 82{,}002$ МПа,

при $z_2 = a = 7$ м $\quad \sigma_2 = 41\,270{,}5/(5 \cdot 10^{-4}) = 82{,}541$ МПа.

Строим эпюру напряжений (рис. 1, *в*) и определяем наибольшее напряжение в месте заделки:

$$\sigma_{max} = 85{,}541 \text{ МПа}.$$

Абсолютное удлинение стержня на участке *1M* определяем по формуле (4) как сумму абсолютных удлинений на участках *KL* и *KM*:

$$\Delta l_{I-I} = \Delta l_{KL} + \Delta l_{KM};$$

$$\Delta l_{KL} = \int_0^a \frac{N_2 dz}{EA} = \int_0^a \frac{\left[\gamma 2A(c+b)\right] + F + \gamma Az}{EA} dz =$$

$$= \frac{1}{EA}\left\{\left[2\gamma A(c+b) + F\right]z + \frac{\gamma Az^2}{2}\right\} = \frac{a}{E}\left[2\gamma(c+b) + \frac{F}{A} + \frac{\gamma a}{2}\right] =$$

$$= \frac{7}{2\cdot 10^{11}}\left[2\cdot 7{,}7\cdot 10^4 \cdot 13 + \frac{40\,000}{5\cdot 10^{-4}} + \frac{7{,}7\cdot 10^4 \cdot 7}{2}\right] = 0{,}288\cdot 10^{-2} \text{м};$$

$$\Delta l_{KM} = \int_c^a \frac{N_1 dz}{E2A} = \int_c^a \frac{\gamma 2Azdz}{2EA} = \frac{\gamma z^2}{2E} =$$

$$= \frac{7{,}7\cdot 10^4}{2\cdot 2\cdot 10^{11}}(64-25) = 0{,}001\cdot 10^{-2} \text{м}.$$

Величина перемещения сечения I–I определяется как алгебраическая сумма перемещения сечения *K* ($\Delta l_{KI.}$) и удлинения части стержня *KM* длиной в Δl_{KM}:

$$\Delta l_{I-I} = \Delta l_{LM} = \Delta l_{KL} + \Delta l_{KM} = 0{,}288\cdot 10^{-2} + 0{,}001\cdot 10^{-2} = 0{,}289\cdot 10^{-2} \text{м}.$$

Пример 2. Стальной брус переменного сечения (рис. 2, *а*) находится под действием продольных сил F_1 = 10 кН и F_2 = 16 кН. Размеры бруса: a = 2 м, b = 1,5 м, c = 1,5 м. Площадь поперечного сечения A_1 = 80 мм^2, A_2 = 150 мм^2. Модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Построить эпюры продольных сил и нор-

мальных напряжений. Определить коэффициент запаса прочности бруса, изготовленного из Ст. 3 ($\sigma_т = 240$ МПа).

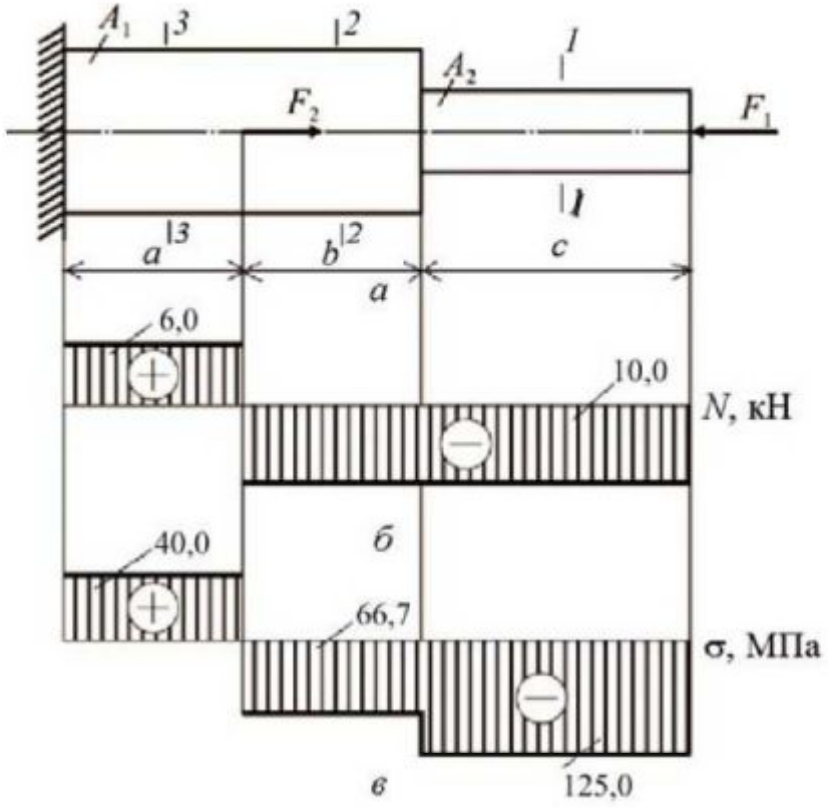


Рис. 2. Расчетная схема бруса при растяжении (*а*).
Эпюры распределения продольных сил N (*б*) и напряжений σ (*в*)

Для определения внутренних сил брус разбиваем на отдельные участки, начиная со свободного конца. Границы участков – места приложения внешних сил и изменения размеров поперечного сечения. Рассматриваемый брус имеет три участка.

Проводим сечение *1–1* в пределах первого участка и определяем продольное усилие и напряжение:

$$N_1 = -F = -10 \text{ кН};$$

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = -\frac{10 \cdot 10^3}{80 \cdot 10^{-6}} = -125 \cdot 10^6 \text{ Па} = -125 \text{ МПа}.$$

Проводим сечение *2–2* на втором участке бруса и определяем продольное усилие и напряжение:

$$N_2 = -F = -10 \text{ кН};$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{10 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-6}} = -66,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = -66,7 \text{ МПа}.$$

Проводим сечение *3–3* на третьем участке бруса и определяем продольное усилие и напряжение:

$$N_3 = -F + F_2 = -10 + 16 = 6 \text{ кН};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_2} = \frac{6 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-6}} = 40 \cdot 10^6 \text{ Па} = 40 \text{ МПа}.$$

Строим эпюры продольных сил (рис. 2, *б*) и эпюру напряжений (рис. 2, *в*).

Определяем коэффициенты запаса прочности на участках:

$$n_1 = \frac{\sigma_т}{\sigma_1} = \frac{240}{125} = 1,92;$$

$$n_2 = \frac{\sigma_т}{\sigma_2} = \frac{240}{66,7} = 3,60;$$

$$n_3 = \frac{\sigma_т}{\sigma_3} = \frac{240}{40} = 6.$$

2. Кручение

Целью решения задач на данную тему является ознакомление с методами расчета стержней на прочность и жесткость при кручении [1, 4–8].

При работе стержня на кручение в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор – крутящий момент M_z, в дальнейшем обозначаемый $M_к$. С помощью метода сечений величина $M_к$ выражается через внешние силы – скручивающие моменты T_i: крутящий момент в произвольном поперечном сечении стержня численно равен алгебраической

сумме скручивающих (внешних) моментов, приложенных к оставленной части:

$$M_к = \sum_{i=1}^{n} T_i,$$

где i – индекс скручивающего момента.

Для расчета на прочность и определения перемещений поперечных сечений стержня (расчет на жесткость) следует знать закон изменения крутящих моментов по его длине. Для этого необходимо построить эпюру крутящих моментов. При построении эпюр крутящих моментов принимаем следующие правила знаков: если смотреть на отсеченную часть стержня со стороны внешней нормали к сечению, то момент в сечении будет положительным в том случае, когда сумма внешних скручивающих моментов поворачивает отсеченную часть стержня по часовой стрелке, и отрицательным при повороте части стержня против часовой стрелки. Построение эпюр крутящих моментов производится в последовательности, аналогичной построению эпюр продольных сил при растяжении-сжатии, описанному в предыдущем подразделе.

При кручении стержня круглого поперечного сечения касательное напряжение в произвольной точке сечения вычисляется по формуле

$$\tau = \frac{M_к \rho}{I_\rho},$$

где $M_к$ – крутящий момент в рассматриваемом сечении, I_ρ – полярный момент инерции поперечного сечения, ρ – расстояние от центра сечения до рассматриваемой точки (рис. 3).

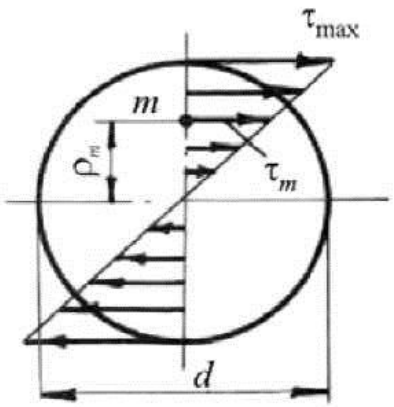


Рис. 3. Распределение касательных напряжений по сечению стержня при кручении

Полярный момент инерции сплошного круглого поперечного сечения

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32},$$

где d – наружный диаметр стержня.

Максимальное касательное напряжение, действующее на периферии сечения стержня при $\rho = \frac{d}{2}$,

$$\tau_{max} = \frac{M_к d}{I_\rho 2} = \frac{M_к}{W_\rho}, \quad (6)$$

где W_ρ – полярный момент сопротивления.

$$W_\rho = \frac{I_\rho 2}{d} = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (7)$$

Условие прочности стержня на кручение имеет вид

$$\tau_{max} = \frac{M_{к_{max}}}{W_\rho} \le [\tau_к], \quad (8)$$

где $M_{к_{max}}$ – максимальный крутящий момент, определяемый по эпюре; $[\tau_к]$ – допускаемое напряжение при кручении. При проектировочном расчете определяют диаметр стержня из условия прочности (8) с учетом формулы (7):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_к}{\pi[\tau]}}. \qquad (9)$$

Для расчета на жесткость необходимо вычислить углы поворота поперечных сечений. Если крутящий момент и поперечное сечение постоянны в пределах каждого участка, угол закручивания (взаимный угол поворота концевых сечений стержня φ, рад) вычисляется по формуле

$$\varphi = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{к_i} l_i}{G I_{\rho_i}}, \qquad (10)$$

где $M_{к_i}$ – крутящий момент в пределах i-го участка; l_i – длина i-го участка; $I_{\rho i}$ – полярный момент инерции поперечного сечения i-го участка; G – модуль упругости материала при сдвиге, или модуль упругости 2-го рода.

Перевод угла закручивания в градусы производится по формуле

$$\varphi^\circ = \varphi_{рад} \frac{180^\circ}{\pi}.$$

Условие достаточной жесткости заключается в том, чтобы относительный угол закручивания (т.е. угол закручивания на единицу длины) не превышал допускаемого значения угла закручивания $[\theta]$, зависящего от назначения рассчитываемого стержня.

Условие жесткости имеет вид

$$\theta = \frac{M_к}{G I_\rho} \leq [\theta], \qquad (11)$$

где $M_к$ – в Н · м, G – в Н/м^2, I_ρ – в м^4, θ и $[\theta]$ – в рад/м.

Если условия прочности (8) или жесткости (11) не выполняются, то необходимо увеличить сечение стержня или выбрать материал с более высокими механическими характеристиками.

Пример 3. К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное поперечное сечение, приложены четыре момента (рис. 4, *а*): $T_1 = 4500$ Н·м, $T_2 = 2000$ Н·м, $T_3 = 1500$ Н·м, $T_4 = 500$ Н·м. Расстояния между точками приложения моментов: $a = b = c = 1$ м. Допускаемое напряжение при кручении $[\tau_к] = 30$ МПа, модуль сдвига $G = 0{,}8 \cdot 10^5$ МПа. Построить эпюру крутящих моментов по длине вала; определить диаметры вала d_1 и d_2 из расчета на прочность; построить эпюру максимальных касательных напряжений и углов закручивания по длине вала.

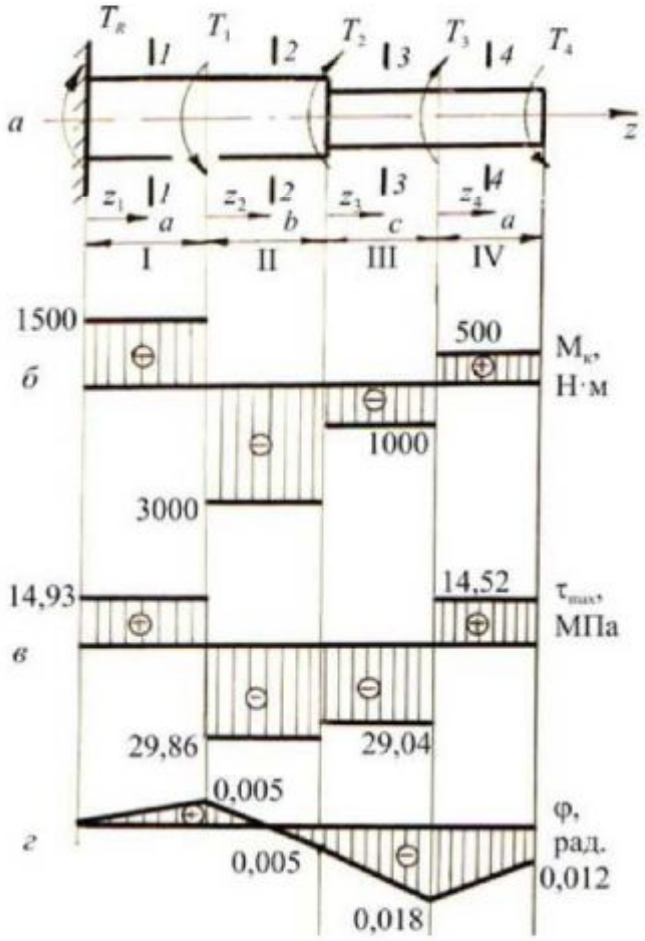


Рис. 4. Расчетная схема стержня при кручении (*а*), эпюры распределения крутящих моментов (*б*), максимальных напряжений (*в*) и углов поворота поперечных сечений (*г*)

Определим реактивный момент T_R, предварительно придав ему произвольное направление. Для этого запишем уравнение равновесия вала

$$\sum_{i=1}^{5} \mathrm{M}_{ri} = T_R - T_1 + T_2 + T_3 - T_4 = 0,$$

откуда $T_R = 4500 - 2000 - 1500 + 500 = 1500$ Н · м.

Положительное значение T_R показывает, что принятое направление этого момента правильное.

Для определения крутящих моментов по длине вала разбиваем его на участки I–IV, пользуясь методом сечений.

В сечении *1–1*

$$\mathrm{M}_{к1} = T_R = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В сечении *2–2*

$$\mathrm{M}_{к2} = T_R - T_1 = 1500 - 4500 = -3000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В сечении *3–3*

$$\mathrm{M}_{к3} = T_R - T_1 + T_2 = 1500 - 4500 + 2000 = -1000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В сечении *4–4*

$$\mathrm{M}_{к4} = T_R - T_1 + T_2 + T_3 = 1500 - 4500 + 2000 + 1500 = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов (рис. 4, *б*). Из эпюры крутящих моментов следует, что наибольший крутящий момент на участке вала с диаметром d_1 составляет $\left|\mathrm{M}_{к\,max_1}\right| = 3000$ Н · м, а наибольший крутящий момент на участке стержня с диаметром d_2 составляет $\left|\mathrm{M}_{к\,max_2}\right| = 1000$ Н · м. Диаметры d_1 и d_2 определяем из условия прочности по формуле (9):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16\,\mathrm{M}_{к\,max}}{\pi[\tau_к]}}.$$

При этом

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3000}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,079 \text{ м},$$

принимаем $d_1 = 0,080$ м;

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1000}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,055 \text{ м},$$

принимаем $d_2 = 0,056$ м.

Округление размеров производится в соответствии с ГОСТ 6636–69.

Построение эпюры максимальных касательных напряжений производим на основе найденных значений моментов и выражений (6) и (7), в соответствии с которыми

$$\tau_{max} = \frac{16M_к}{\pi d^3}.$$

В сечении *1–1*

$$\tau_{max_1} = \frac{16 \cdot 1500}{3,14 \cdot (0,08)^3} = 14,93 \text{ МПа}.$$

В сечении *2–2*

$$\tau_{max_2} = \frac{16 \cdot (-3000)}{3,14 \cdot (0,08)^3} = -29,86 \text{ МПа}.$$

В сечении *3–3*

$$\tau_{max_3} = \frac{16 \cdot (-1000)}{3,14 \cdot (0,056)^3} = -29,04 \text{ МПа}.$$

В сечении *4–4*

$$\tau_{max_4} = \frac{16 \cdot 500}{3,14 \cdot (0,056)^3} = 14,52 \text{ МПа}.$$

Строим эпюру максимальных касательных напряжений (рис. 4, *в*). При построении эпюры углов закручивания за начало координат принимаем заделку вала. Определение углов закручивания на участках I–IV производим с помощью выражения (10).

На участке I

$$\varphi^{I} = \frac{M_{к_1} \cdot z_1}{GI_{\rho_1}}, \qquad 0 \le z_1 \le a.$$

При $z_1 = 0$ $\varphi^{I} = 0$ рад,

при $z_1 = a = 1$ м $\qquad \varphi^{I} = \dfrac{1500 \cdot 1 \cdot 32}{0{,}8 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}08)^4} = 0{,}005$ рад.

На участке II

$$\varphi^{II} = \frac{M_{к_2} \cdot z_2}{GI_{\rho_2}} + \varphi^{I}, \qquad 0 \le z_2 \le b.$$

При $z_2 = 0$ $\qquad \varphi^{II} = \varphi^{I} = 0{,}005$ рад,

при $z_2 = b = 1$ м $\qquad \varphi^{II} = \dfrac{(-3000) \cdot 1 \cdot 32}{0{,}8 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}08)^4} + \varphi^{I} =$

$$= -0{,}010 + 0{,}005 = -0{,}005 \text{ рад}.$$

На участке III

$$\varphi^{III} = \frac{M_{к_3} \cdot z_3}{GI_{\rho_3}} + \varphi^{II}, \qquad 0 \le z_3 \le c.$$

При $z_3 = 0$ $\qquad \varphi^{III} = \varphi^{II} = -0{,}005$ рад,

при $z_3 = c = 1$ м $\qquad \varphi^{II} = \dfrac{(-1000) \cdot 1 \cdot 32}{0{,}8 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}056)^4} + \varphi^{II} =$

$$= -0{,}013 - 0{,}005 = -0{,}018 \text{ рад}.$$

На участке IV

$$\varphi^{IV} = \frac{M_{к_4} \cdot z_4}{GI_{\rho_4}} + \varphi^{III}, \quad 0 \le z_4 \le a.$$

При $z_4 = 0$ $\quad \varphi^{IV} = \varphi^{III} = -0{,}018$ рад,

при $z_4 = a = 1$ м $\quad \varphi^{IV} = \dfrac{500 \cdot 1 \cdot 32}{0{,}8 \cdot 10^{11} \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}056)^4} + \varphi^{III} =$

$= 0{,}00\,653 - 0{,}018 = -0{,}012$ рад.

Эпюра углов поворота поперечных сечений изображена на рис. 4, *г*.

3. Плоский изгиб

Для решения задач данного подраздела следует научиться определять изгибающие моменты М и поперечные силы Q в различных сечениях балок, определять реакции опор и строить эпюры М и Q [1, 4–8].

Под действием внешних сил F в поперечных сечениях балок возникают поперечные силы Q и изгибающие моменты М. Поперечная сила в сечении балки частично равна алгебраической сумме проекции внешних сил, лежащих по одну сторону от сечения, на направления, перпендикулярные оси балки. Поперечная сила считается положительной, если внешние силы направлены слева вверх, а справа вниз, и отрицательной, если слева вниз, а справа вверх (рис. 5).

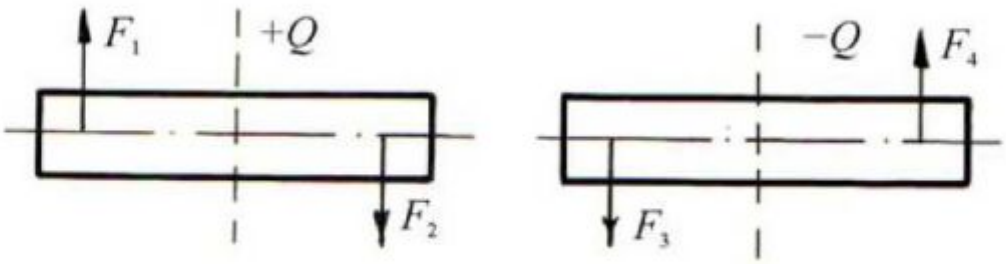


Рис. 5. Правило знаков поперечных сил при изгибе

Изгибающий момент в сечении балки равен алгебраической сумме моментов (относительно центра тяжести рассматриваемого сечения) внешних сил, прилагаемых по одну сторону от сечения. Изгибающий момент считается положительным от тех внешних сил, которые изгибают балку выпуклостью вниз (рис. 6).

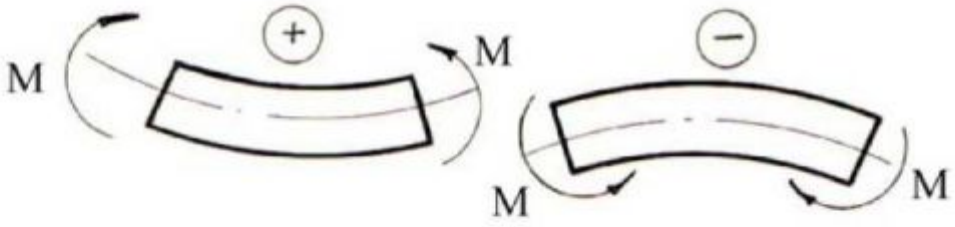


Рис. 6. Правило знаков изгибающих моментов

В этом случае внешние силы дают моменты, направленные слева по часовой стрелке, а справа – против. Момент считается от тех внешних сил, которые изгибают балку выпуклостью вверх, т.е. в том случае, когда момент внешних сил действует слева против часовой стрелки, а справа – по часовой стрелке.

Для вычисления М и Q необходимо определить реакции опор. Различают три основных типа опор (рис. 7): жесткое защемление или заделка (рис. 7, *а*), исключающие осевые и угловые смещения стержня и воспринимающие осевые силы и моментную нагрузку; в такой опоре три составляющих реакции (М, R_y, R_z); шарнирно-неподвижная опора (рис. 7, *б*), которая допускает лишь угловое смещение (поворот вокруг собственной оси) и поэтому не воспринимает моментной нагрузки; в такой опоре две составляющих реакции (R_y, R_z); шарнирно-подвижная опора (рис. 7, *в*), которая не допускает смещения стержня только в направлении одной из осей и поэтому передает нагрузки лишь в направлении этой оси; в данной опоре одна составляющая реакция – R_y.

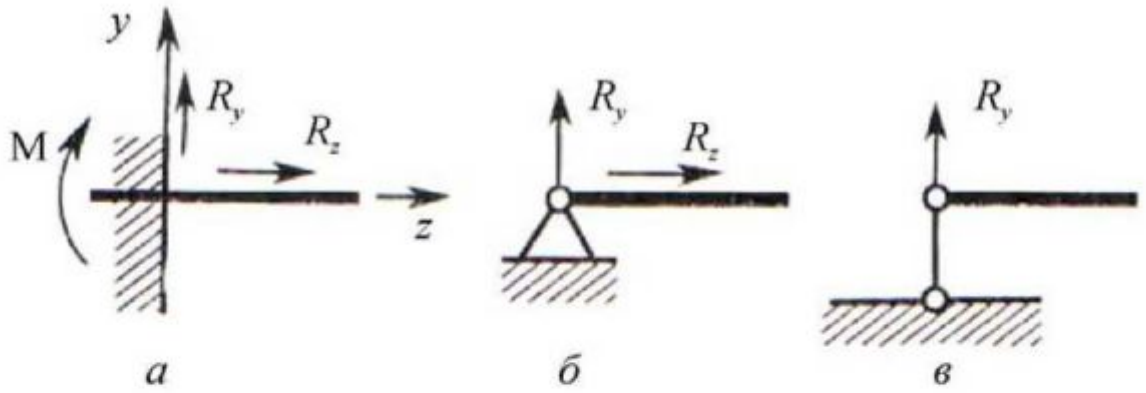


Рис. 7. Опоры стержней

Горизонтальный стержень на опорах, испытывающий деформацию изгиба, называют балкой. Под действием внешних нагрузок в местах закрепления стержня возникают опорные реакции, для нахождения которых необходимо составить уравнения равновесия. Условия равновесия будут выполнены, если суммы проекций на оси Z и Y всех сил, приложенных к стержню, вместе с реакциями опор равны нулю, а также равна нулю сумма моментов всех сил относительно любой точки C плоскости ZY. Из уравнения равновесия определяются искомые значения опорных реакций, после чего проверяется правильность полученных результатов по уравнению, которое не было использовано при решении задачи.

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов необходимо осуществлять в следующей последовательности:

1. Балку разделить на участки, границы которых совпадают с точками приложения сил, включая реакции опор, пар сил или с точками начала и конца распределенной нагрузки.

2. На каждом участке провести сечение и, рассматривая равновесие отсеченной части балки (левой или правой), составить уравнения, выражающие поперечную силу и изгибающий момент.

3. Подставляя в найденные уравнения значения абсцисс на каждом участке, вычислить в ряде сечений величины поперечных сил и изгибающих моментов.

4. По вычисленным значениям поперечных сил и изгибающих моментов построить в масштабе соответствующие эпюры.

Особенности построения эпюр перерезывающих сил Q и моментов М:

– на участках, где нет распределенной нагрузки, эпюры Q ограничены прямыми, параллельными базе, а эпюры М в общем случае – наклонными прямыми (участки III и IV балки на рис. 8);

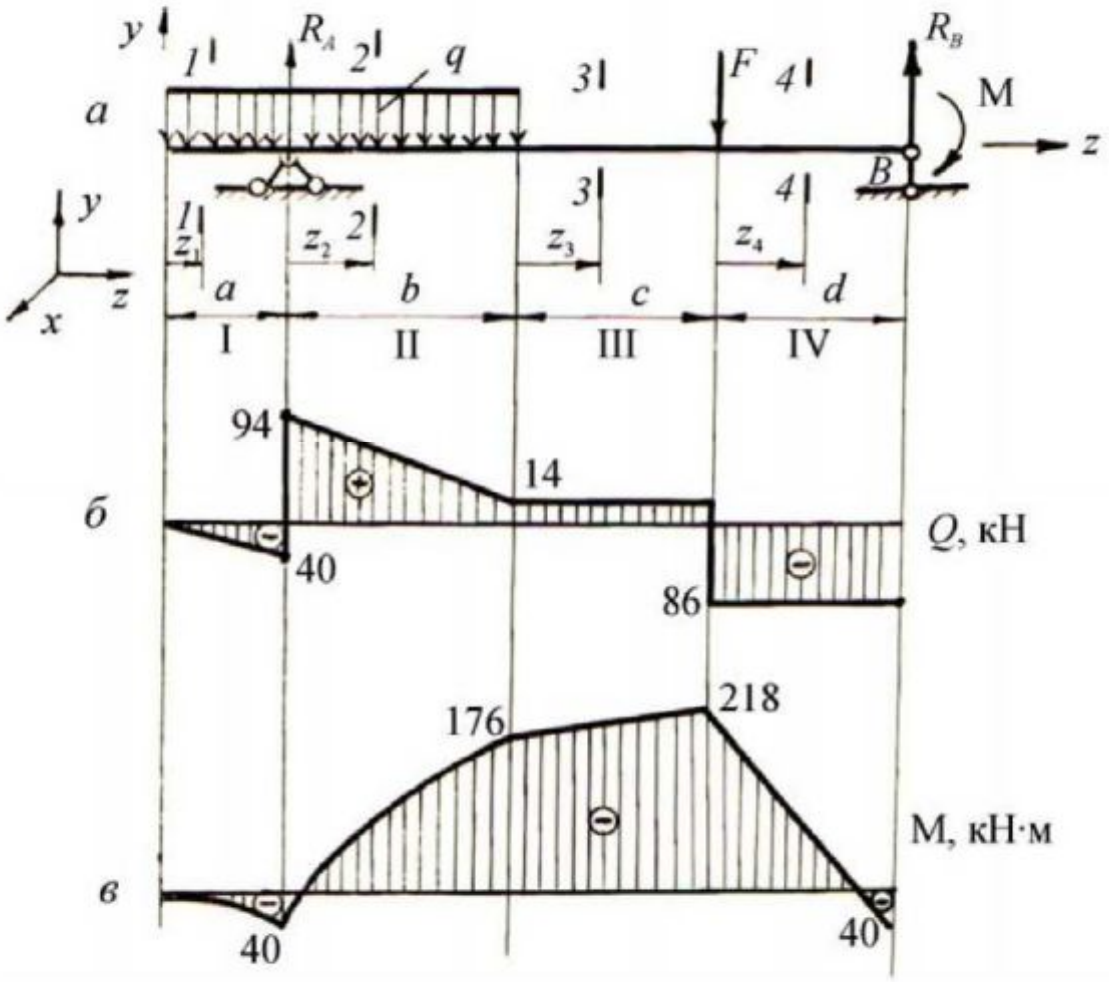


Рис. 8. Расчетная схема балки при изгибе (*а*), эпюры распределения перерезывающих сил (*б*) и изгибающих моментов (*в*)

– на участках, где к балке приложена равномерно распределенная нагрузка q, эпюра Q ограничена наклонными прямыми, а эпюра М квадратными параболами (участки I и II балки на рис. 8). Поскольку эпюру М строим на сжатых волокнах, то вы-

пуклость параболы обращена в сторону, противоположную направлению действия нагрузки q (участки I и II балки на рис. 8);

– в сечениях, где $Q = 0$, касательная к эпюре М параллельна базе эпюры;

– на участках, где $Q > 0$, момент возрастает, т.е. слева направо положительные ординаты эпюры М увеличиваются, а отрицательные уменьшаются (участки II и III балки на рис. 8); на участках, где $Q < 0$, момент М убывает (участки I и II балки на рис. 8);

– в сечениях, где к балке приложены сосредоточенные силы:

• на эпюре Q будут скачки на величину и в направлении приложенных сил (точки приложения R_A, F и R_B, см. рис. 8);

• на эпюре М будут переломы, причем острие перелома направлено против действия силы (см. рис. 8);

– в сечениях, где к балке приложен сосредоточенный момент, на эпюре М будет скачок на величину этого момента (опора B, см. рис. 8). Направление скачка зависит от направления внешнего момента. На эпюре Q изменений не будет;

– если на конце консоли или в концевой опоре к балке приложен сосредоточенный момент, то в этом сечении момент равен внешнему моменту (опора B, см. рис. 8). Если же в концевой шарнирной опоре или на конце консоли балка не нагружена внешним моментом, то в них М = 0.

При изгибе балки нормальные напряжения в любой точке поперечного сечения вычисляются по формуле

$$\sigma_z = \frac{M_x}{I_x} y_m,$$

где M_x – изгибающий момент в рассматриваемом сечении, I_x – момент инерции поперечного сечения, y_m – расстояние от центра сечения до рассматриваемой точки (рис. 9).

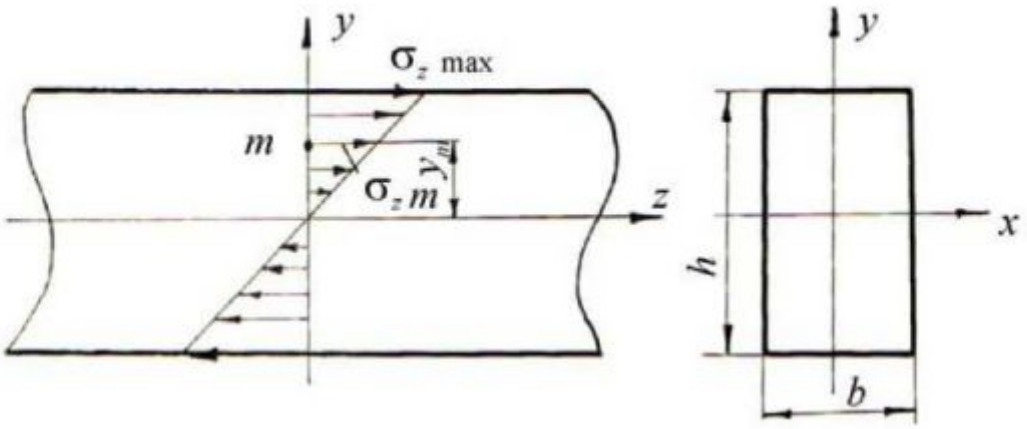


Рис. 9. Распределение нормальных напряжений
по сечению балки при изгибе

Вычисление момента инерции прямоугольного поперечного сечения производится по формуле

$$I_x = \frac{bh^3}{12},$$

где b – ширина основания, h – высота.

Для квадратного сечения со стороной a

$$I_x = \frac{a^4}{12}.$$

Для круглого сечения

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Для кольцевого сечения

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}(1 - a^4),$$

где d_0 и d – внутренний и внешний диаметры кольца соответственно, $d = d_0/d$,

Условие прочности для балок с сечениями, симметричными относительно нейтральной оси, имеет вид

$$\sigma_{x\max} = \frac{|M_{x\max}|}{W_x} \le [\sigma], \qquad (12)$$

где $M_{x_{max}}$ – максимальный изгибающий момент, определенный по эпюре, [σ] – допустимое напряжение материала балки на изгиб, W_x – момент сопротивления поперечного сечения, определяемый для прямоугольника по формуле

$$W_x = \frac{bh^3}{6}, \qquad (13)$$

для круга

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32},$$

для кольца

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}(1 - a^4).$$

Пример 4. Для заданной схемы балки (см. рис. 8) требуется написать выражения для перерезывающих сил Q и моментов М для каждого участка в общем виде, построить эпюры Q и М, найти M_{max} и подобрать стальную балку двутаврового поперечного сечения при |σ| = 160 МПа. Данные для решения задачи: М = 40 кН; F = 100 кН; q = 20 кН/м; a = 2 м; b = 4 м; c = 3 м; d = 3 м.

Определяем опорные реакции. Для этого записываем уравнения равновесия для моментов относительно опорных точек A и B:

$$\sum M_A = 0,$$

$$-qa^2(a/2) + qb(b/2) + F(b + c) + M - R_b(b + c + d) = 0;$$

$$R_B = \frac{\frac{q}{2}(b^2 - a^2) + F(b + c) + \mathrm{M}}{(b + c + d)} =$$

$$= \frac{\frac{20 \cdot 10^3}{2}(4^2 - 2^2) + 100 \cdot 10^3(4 + 3) + 40 \cdot 10^3}{(4 + 3 + 3)} = 8;$$

$$\sum \mathrm{M}_B = 0; \; -q(a + b)\left[a + b + c + d - \frac{a + b}{2}\right] +$$

$$+ R_A(b + c + d) - Fd + \mathrm{M} = 0;$$

$$R_A = \frac{q(a + b)\left(a + b + c + d - \frac{a + b}{2}\right) + Fd - \mathrm{M}}{(b + c + d)} =$$

$$= \frac{20 \cdot 10^3(2 + 4)\left(2 + 4 + 3 + 3 - \frac{2 + 4}{2}\right) + 100 \cdot 10^3 \cdot 3 - 40 \cdot 10^3}{(4 + 3 + 3)} =$$

$= 134$ кН.

Составляем проверочное уравнение

$$\sum Q_y = 0;$$

$$-q(a + b) - F + R_A + R_B = -20 \cdot 10^3(2 + 4) -$$

$$-100 \cdot 10^3 + 86 \cdot 10^3 + 134 \cdot 10^3 = 0.$$

Следовательно, опорные реакции определены верно.

Для построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов по длине балки разбиваем ее на участки I–IV (см. рис. 8).

Поперечные силы на участках I–IV определяются следующими выражениями:

В сечении *1–1* $(0 \le z_1 \le a)$

$$Qy_1 = -qz_1;$$

при $z_1 = 0$ $\quad Qy_1 = 0;$

при $z_1 = a = 2$ м $\quad Qy_1 = -20 \cdot 10^3 \cdot 2 = -40 \cdot 10^3$ Н $= -40$ кН.

В сечении *2–2* $\quad (0 \le z_2 \le b)$

$$Qy_2 = -q(a + z_2) + R_A;$$

при $z_2 = 0 \quad Qy_2 = -qa + R_A = -20 \cdot 10^3 \cdot 2 + 134 \cdot 10^3 = 94 \cdot 10^3$ Н $=$ $= 94$ кН;

при $z_1 = b = 4$ м $\quad Qy_2 = -q(a + b) + R_A = -20 \cdot 10^3 \cdot (2 + 4) +$ $+ 134 \cdot 10^3 = 14 \cdot 10^3$ Н $= 14$ кН.

В сечении *3–3* $\quad (0 \le z_3 \le c)$

$$Qy_2 = -q(a + b) + R_4;$$

при $z_3 = 0 = c = 3$ м $\quad Qy_3 = -20 \cdot 10^3 \cdot (2 + 4) + 134 \cdot 10^3 =$ $= 14 \cdot 10^3$ Н $= 14$ кН.

В сечении *4–4* $\quad (0 \le z_4 \le d)$

$$Qy_4 = -q(a + b) + R_A - F;$$

при $z_4 = 0$ и при $z_4 = d = 3$ м $\quad Qy_4 = -20 \cdot 10^3 \cdot (2 + 4) +$ $+ 134 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3$ Н $= -86 \cdot 10^3$ Н $= -86$ кН.

Построение эпюры перерезывающих сил показано на рис. 8, *б*.

Изгибающие моменты на участках I–IV определяются следующим образом:

В сечении *1–1* $\quad (0 \le z_1 \le a)$

$$\mathrm{M}_{x_1} = -qz_1 \frac{z_1}{2};$$

при $z_1 = 0 \quad \mathrm{M}_{x_1} = 0;$

при $z_1 = a = 2$ м

$$\mathrm{M}_{x_1} - qa\frac{a}{2} = -\frac{20 \cdot 10^3 \cdot 2^2}{2} = -40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В сечении *2–2* $\quad (0 \le z_2 \le b)$

при $z_2 = 0$

$$M_{x_2} = -qa\frac{a}{2} = -\frac{20\cdot 10^3\cdot 2^2}{2} = -40\cdot 10^3\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

при $z_2 = b = 4$ м

$$M_{x_2} = -q(a+b)\frac{(a+b)}{2} + R_A b = \frac{1}{2}$$

$$= -\frac{20\cdot 10^3(2+4)^2}{2} + 134\cdot 10^3\cdot 4 = -176\cdot 10^3\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

В сечении *3–3* $(0 \le z_3 \le c)$

$$M_{x_3} = -q(a+b)\left[\frac{a+b}{2} + z_3\right] + R_A(b+z_3);$$

при $z_3 = 0$

$$M_{x_3} = -q(a+b)\frac{(a+b)}{2} + R_A b =$$

$$= -\frac{20\cdot 10^3(2+4)^2}{2} + 134\cdot 10^3\cdot 4 = 176\cdot 10^3\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

при $z_3 = 0$ и $z_3 = c = 3$ м

$$M_{x_3} = -q(a+b)\left[\frac{(a+b)}{2} + c\right] + R_A b\,(b+c) =$$

$$= -20\cdot 10^3(2+4)\left[\frac{2+4}{2} + 3\right] + 134\cdot 10^3(4+3) = 218\cdot 10^3\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

В сечении *4–4* $(0 \le z_4 \le d)$

$$M_{x_4} = -q(a+b)\left[\frac{a+b}{2} + c + z_4\right] + R_A\,(b+c+z_4) - Fz_4;$$

при $z_1 = 0$

$$\mathrm{M}_{x_4} = -q(a+b)\left[\frac{(a+b)}{2}+c\right]+R_A\,(b+c) =$$

$$= -20\cdot 10^3(2+4)\left[\frac{2+4}{2}+3\right]+$$

$$+134\cdot 10^3(4+3) = 218\cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

при $z_1 = 0 = d = 3$ м

$$\mathrm{M}_{x_4} = -q(a+b)\left[\frac{(a+b)}{2}+c+d\right]+R_A\,(b+c+d)-Fd =$$

$$= -20\cdot 10^3(2+4)\left[\frac{2+4}{2}+3+3\right]+134\cdot 10^3(4+3+3)-$$

$$-100\cdot 10^3\cdot 3 = -40\cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Построение эпюры изгибающих моментов показано на рис. 8, *в*.

По наиболее опасному сечению, где действует наибольший изгибающий момент, с помощью выражения (12) определим момент сопротивления балки и подберем двутавровое сечение:

$$W_x = \frac{|M_{x\max}|}{[\sigma]} = \frac{218\cdot 10^3}{160\cdot 10^6} = 1{,}3625\cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 1362{,}5 \text{ см}^3.$$

По сортаменту выбираем двутавр № 50 с моментом инерции $I_x = 39\,120$ см^3 и моментом сопротивления $W_x = 1560$ см^3.

4. Сварные, резьбовые и шпоночные соединения

Для основных деталей соединений рекомендуется использовать материалы, механические характеристики которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Механические характеристики углеродистых и легированных сталей (ГОСТ 1759–82)

Марка стали	Предел прочности на растяжение $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_в$, МПа
Ст3; 10	300–490	200
20	400–550	240
30;35	500–700	300
35; 45; 40Г	600–800	360
35Х; 38 ХА; 45Г	800–1000	640
40 Г2; 40 Х; 30 ХГСА; 16 ХСН	1000–1200	900

4.1. Сварные соединения

Для расчета сварных соединений необходимо ознакомиться с типами сварных швов и методами расчета их прочности [1–4, 6–8].

Различают следующие основные виды соединений, выполненных электродуговой сваркой: стыковое соединение (рис. 10, *а*), нахлесточное соединение (рис. 10, *б*, *в*), соединение втавр (рис. 10, *г*). Для выполнения стыкового соединения используются стыковые сварные швы, а для соединений внахлест и втавр – угловые.

Швы стыковых соединений в зависимости от действия внешних сил работают на растяжение-сжатие или изгиб.

Условие прочности стыкового шва, работающего на растяжение (сжатие):

$$\sigma_{р.с} = \frac{F}{hl} \le \left[\sigma'_{р.с}\right],$$

где F – действующее условие, h – расчетная высота шва, равная толщине свариваемых элементов (см. рис. 10, *а*), l – расчетная

длина шва (ширина детали), $[\sigma'_{р.с}]$ – допускаемое напряжение для сварного шва на растяжение-сжатие (см. табл. 1).

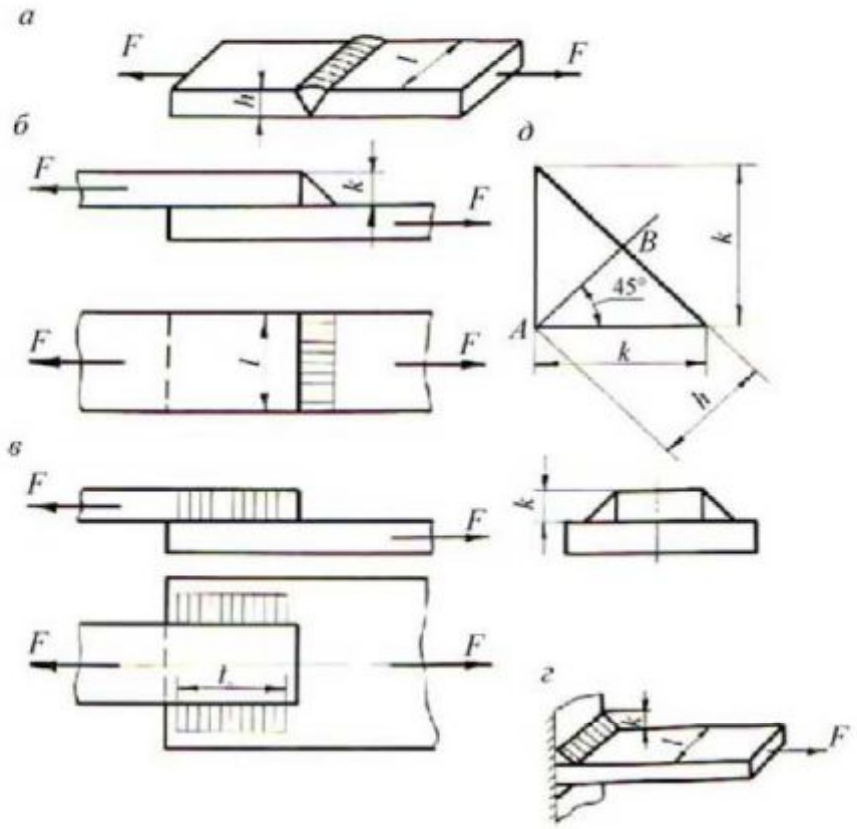


Рис. 10. Виды сварных соединений: *а* – стыковые; *б*, *в* – внахлест; *г* – втавр и *д* – расчетная схема углового сварного шва

Соединения внахлест выполняют угловыми швами: лобовыми (см. рис. 10, *б*), фланговыми (см. рис. 10, *в*) или комбинированными (рис. 11).

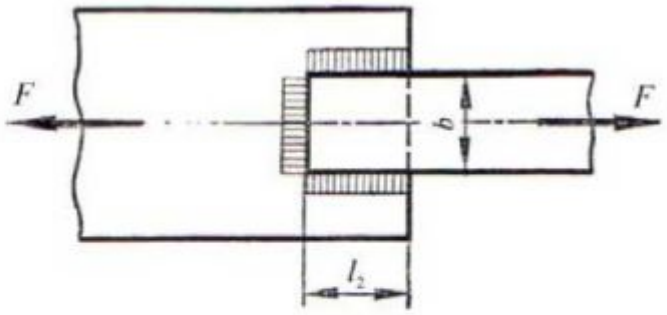


Рис. 11. Расчетная схема комбинированного нахлесточного соединения

Нормальное сечение углового шва в сварных соединениях внахлест и втавр представляет собой равнобедренный прямоугольный треугольник с катетом k (рис. 10, *д*). Разрушение угловых швов происходит вследствие их среза по наименьшему сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Поэтому расчет угловых швов производят на срез по этому сечению. Высота расчетного сечения определяется следующим образом:

$$h = k\cos 45° = 0{,}7k,$$

где k – катет шва.

Условие прочности угловых швов:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0{,}7kl_{\Sigma}} \le \left[\tau'_{ср}\right], \qquad (14)$$

где l_{Σ} – суммарная длина всех швов, воспринимающих силу F; $[\tau'_{ср}]$ – допускаемое напряжение для сварных швов на срез (табл. 2).

Таблица 2

Допускаемые напряжения для сварных швов в долях от $\left[\sigma_р\right]$ для основного материала конструкции

Вид технологического процесса варки	$\sigma'_р$	$\sigma'_с$	$\tau'_{ср}$
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А	$0{,}9\left[\sigma_р\right]$	$\left[\sigma_р\right]$	$0{,}65\left[\sigma_р\right]$
Ручная электродами Э42 и Э50 с толстым покрытием	$0{,}8\left[\sigma_р\right]$	$0{,}9\left[\sigma_р\right]$	$0{,}6\left[\sigma_р\right]$
Ручная электродами Э34 с тонким покрытием	$0{,}6\left[\sigma_р\right]$	$0{,}75\left[\sigma_р\right]$	$0{,}5\left[\sigma_р\right]$

Допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках

$$\left[\sigma_р\right] = \frac{\sigma_т}{[S]}$$

где $\sigma_т$ – предел текучести материала соединяемых деталей, S – коэффициент запаса прочности. Для металлических конструкций $[S] = 1{,}4 \ldots 1{,}6$.

Пример 5. Две полосы из стали Ст.3 ($\left[\sigma_р\right] = 160$ МПа) сварены встык и нагружены растягивающими силами F (см. рис. 10, *а*). Определить допускаемое значение силы F для следующих случаев: 1) сварка автоматическая под слоем флюса; 2) сварка ручная электродами Э42; 3) то же электродами Э34. Размеры свариваемых полос $h = 10$ мм, $l = 180$ мм.

Допускаемое значение силы F рассчитываем из условия прочности стыкового шва, пользуясь табл. 2.

При автоматической сварке под слоем флюса

$$F = 0{,}9\left[\sigma_р\right]hl = 0{,}9 \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 259\,200 \text{ Н} = 259{,}2 \text{ кН}.$$

При ручной сварке электродами Э42

$$F = 0{,}8\left[\sigma_р\right]hl = 0{,}8 \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 230\,400 \text{ Н} = 230{,}4 \text{ кН}.$$

При ручной сварке электродами Э34

$$F = 0{,}6\left[\sigma_р\right]hl = 0{,}6 \cdot 160 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 172\,800 \text{ Н} = 172{,}8 \text{ кН}.$$

Пример 6. Определить необходимую длину швов для прикрепления стальной полосы к листу (см. рис. 11). Размеры полосы: $b\delta = 150 \cdot 10$ мм (δ – толщина полосы). Нагрузка $F = 240$ кН. Материал полосы стального листа – Ст.3 ($\left[\sigma_р\right] = 160$ МПа). Сварка выполняется электродами марки Э34 с тонким покрытием.

Принимая катет швов равным толщине полосы $k = \delta = 10$ мм, по формуле (14) находим требуемую расчетную длину всех швов:

$$L_\Sigma \geq \frac{F}{0{,}7k\left[\tau'_{ср}\right]} = \frac{240 \cdot 10^3}{0{,}7 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6} =$$

$$= 0,4286 \text{ м} = 428,6 \text{ мм}.$$

Длина лобового шва равна ширине полосы: $l_1 = b = 150$ мм, поэтому суммарная длина фланговых швов l_2

$$2l_2 = l_\Sigma - b = 428,6 - 150 = 278,6 \text{ мм}.$$

Следовательно, длина фланговых швов

$$l_2 = \frac{278,6}{2} = 139,3 \text{ мм}.$$

Пример 7. Рассчитать тавровое сварное соединение, крепящее стойки блока монтажного устройства к плите (рис. 12). Материал свариваемых деталей – Ст.3 ($[\sigma_р]$ = 160 МПа). Катет сварного шва k = 7 мм. Нагрузка F = 250 кН. Сварка автоматическая под слоем флюса.

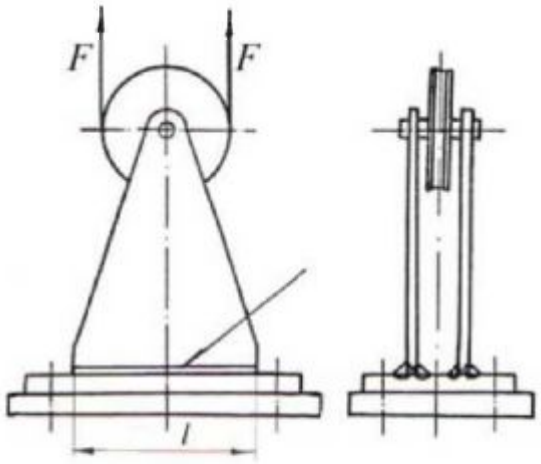


Рис. 12. Схема для расчета таврового сварного соединения

Соединение выполнено угловыми швами, которые рассчитываются по касательным напряжениям. Допускаемые касательные напряжения для сварки автоматической под слоем флюса определяем по табл. 2.

$$[\tau'_{ср}] = 0,65[\sigma_р] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа} = 104 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Внешняя нагрузка $2F$ воспринимается четырьмя швами длиной l, т.е. $l_{\Sigma} = 4l$, тогда по формуле (14)

$$l \geq \frac{2F}{4 \cdot 0,7k\left[\tau'_{ср}\right]} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 4 \cdot 10^6} = 0,245 \text{ м};$$

$$l = 245 \text{ мм}.$$

4.2. Резьбовые соединения

При решении задач данного подраздела следует ознакомиться с причинами выхода из строя резьбовых соединений, основными расчетными схемами соединений и методами их расчета на прочность [1–4, 6–8].

На практике наиболее часто встречаются случаи нарушения резьбовых соединений (рис. 13).

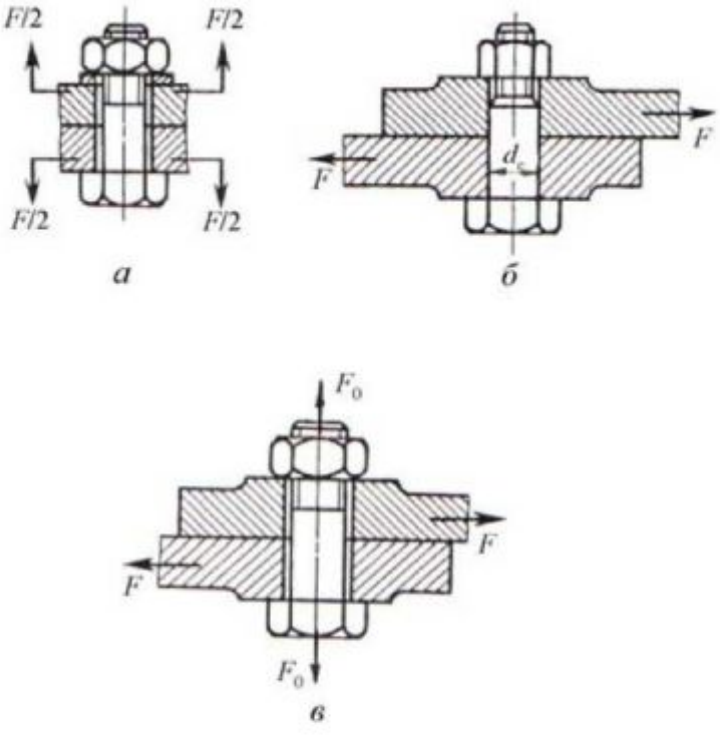


Рис. 13. Виды нагружений резьбовых соединений

1. Болт (винт, шпилька) установлен в отверстие в корпусных деталях с зазором. Соединение нагружено продольной силой, раскладывающей стык соединяемых деталей (рис. 13, *а*). Раз-

личают резьбовые соединения незатянутые (собранные без предварительной затяжки) и затянутые (собранные с предварительной затяжкой).

Незатянутый болт (шпилька, винт), нагруженный внешней осевой силой F, работает на растяжение, и для него условие прочности

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \le \left[\sigma_p\right],$$

где $\frac{\pi d_1^2}{4}$ – наименьшая площадь поперечного сечения резьбовой детали; d_1 – внутренний диаметр резьбы; $|\sigma_p|$ – допускаемое напряжение.

Из условия прочности

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi\left[\sigma_p\right]}}.$$

Затем выбирают стандартную резьбу, для которой внутренний диаметр больше или равен расчетному по табл. 3. Если геометрические характеристики резьбы находятся за пределами, приведенными в табл. 3, то следует обратиться к ГОСТ 9150–81, изложенному в полном объеме.

Таблица 3

Значения наружного диаметра d, шага P
и внутреннего диаметра резьбы d_1 по ГОСТ 9150–81
(размеры в мм)

Величины					
d	P	d_1	d	P	d_1
5	0,8	4,018	18	1,0	16,773
6	1,0	4,773		1,5	16,160
				2,0	15,546
				2,5	14,932
8	1,0	6,773	–	–	–
	1.25	6,466			

Окончание табл. 3

Величины					
d	P	d_1	d	P	d_1
10	1,0	8,773	20	1,0	18,773
	1,25	8,466		1,5	18,160
	1,5	8,160		2,0	17,546
				2,5	16,932
12	1,0	10,773	22	1,0	20,773
	1.25	10.466		1.5	20,160
	1,5	10.160		2,0	19,546
	1,75	9,853		2,5	18,932
14	1,0	12.773	24	1,0	22,773
	1,5	12.160		1.5	22,160
	2,0	11,546		2,0	21,546
				3,0	20,319
16	1,0	14.773			
	1,5	14,160	–	–	–
	2,0	13,546			

Если болт (шпилька, винт), нагруженный внешней осевой силой F, раскрывающей стык деталей, должен быть затянут еще до приложения внешней силы (для предупреждения раскрытия стыка), то для него расчетная осевая сила

$$F_A = F(1+\alpha) \qquad (15)$$

где α – коэффициент, обеспечивающий остаточную затяжку (нераскрытие стыка) после приложения внешней силы F, α = 1,3…2,0 (большие значения принимают при переменной внешней нагрузке). Стержень болта (винта, шпильки) работает при этом на растяжение под действием момента сил сопротивления в резьбе при затяжке. Работа болта при сложном напряженном состоянии учитывается увеличением силы F_A на 30 %. Тогда эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экв} = \frac{1,3F_A}{\pi d_1^2/4} \le [\sigma_р],$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot F_A}{\pi[\sigma_p]}}. \qquad (16)$$

2. Болт (винт) установлен в отверстие соединяемых деталей без зазора (чистый болт, рис. 13, *б*), соединение нагружено поперечной силой, внешняя нагрузка воспринимается стержнем болта, который работает на срез и на сжатие.

Разрушение соединения может произойти в результате среза болта в сечении, лежащем в плоскости стыка деталей, а также смятия стенок отверстия. Обычно более опасным является срез стержня болта.

Условие прочности на срез

$$\tau = \frac{4F}{i\pi d_c^2} < [\tau_c],$$

где i – число срезов (стыков соединения деталей), d_c – диаметр стержня болта (см. рис. 13, *б*), $|\tau_c|$ – допускаемое напряжение на срез. Тогда

$$d_c \geq \sqrt{\frac{4F}{i\pi[\tau_c]}}. \qquad (17)$$

Затем выбирают стандартный болт по найденному значению d_c по табл. 4. Если геометрические характеристики болта находятся за пределами, приведенными в табл. 4, следует обратиться к ГОСТ 7817–72, изложенному в полном объеме.

Таблица 4

Болты повышенной точности с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817–72

Величины									
d	d_0	S	H	D	d_3	l_3	r	l	l–l_2
6	7	10	4	11,0	4	1,5	0,5	18–35	12
8	9	12	5	13,2	5,5	1,5	0,5	28–35	15

Окончание табл. 4

Величины									
d	d_0	S	H	D	d_3	l_3	r	l	$l–l_2$
10	11	14	6	15,5	7	2	0,6	30–35	18
12	13	17	7	18,9	8,5	2	0,8	32–105	22
(14)	15	19	8	21,1	10	3	0,8	40–105	25
16	17	22	9	24,5	12	3	1,0	45–105	28
(18)	19	24	10	26,8	13	3	1,0	55–105	30
20	21	27	11	30,2	15	4	1,0	55–105	32
(22)	23	30	12	33,6	17	4	1,0	55–105	35
24	25	32	13	35,8	18	4	1,2	60–105	38
(27)	28	36	15	40,3	21	5	1,2	70–105	42
30	32	41	17	45,9	23	5	1,2	75–110	50

3. Болт (винт) установлен в отверстие соединяемых деталей с зазором (черный болт, рис. 13, *в*), соединение нагружено поперечной силой. Неподвижность деталей соединения обеспечивается силами трения на их стыке, для чего болт должен быть предварительно затянут силой F_0.

Условие взаимной неподвижности деталей соединения

$$k_f F \le F_f,$$

где k_f – коэффициент запаса сцепления: при статической нагрузке k_f = 1,3…2,5; при переменной нагрузке k_f = 1,8…2,0; F_f – сила трения: $F_f = fF_0n$; F_0 – сила затяжки болта; f – коэффициент трения на стыке деталей: f = 0,15…0,2; n – число стыков соединяемых деталей.

Тогда усилие предварительной затяжки

$$F_0 = \frac{k_f F}{fn}.$$

При затяжке болта с усилием F_0 его стержень испытывает напряжения растяжения и кручения. Расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, увеличив расчетную нагрузку на 30 %.

Тогда условие прочности болта

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3 \cdot 4F_0}{\pi d_1^2} \le \left[\sigma_р\right], \qquad (18)$$

откуда внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{5{,}2\,k_f}{\pi f n \left[\sigma_p\right]}}. \qquad (19)$$

Допускаемое напряжение материала болта (шпильки, винта) на растяжение определяется по формуле

$$\left[\sigma_р\right] = \frac{\sigma_т}{[S]},$$

где $\sigma_т$ – предел текучести материала болта (шпильки, винта), а $[S]$ – коэффициент запаса прочности, определяемый из табл. 5.

Таблица 5

Значения коэффициента запаса прочности $[S]$ при расчете болтов (шпилек, винтов) на растяжение

Сталь	Наружный диаметр резьбы, d, мм		
	6–16	16–30	30–60
Углеродистая	4–5	2,5–4	1,6–2,5
Легированная	5–6,6	3,3–5	3,3

Допускаемое напряжение на срез стержня болта определяется следующим образом:

$$\left[\tau_с\right] = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\sigma_т.$$

Геометрические характеристики резьбы представлены в табл. 3.

Геометрические характеристики болтов, предназначенных для использования в соединениях без зазора (см. рис. 13, 14), представлены в табл. 4.

Ряд длин болтов: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (26), 30, (32), 35, (38); 40, 45, 50, 54, 60, 65, 70, 75, 80, (86), 90, (95), 100 мм.

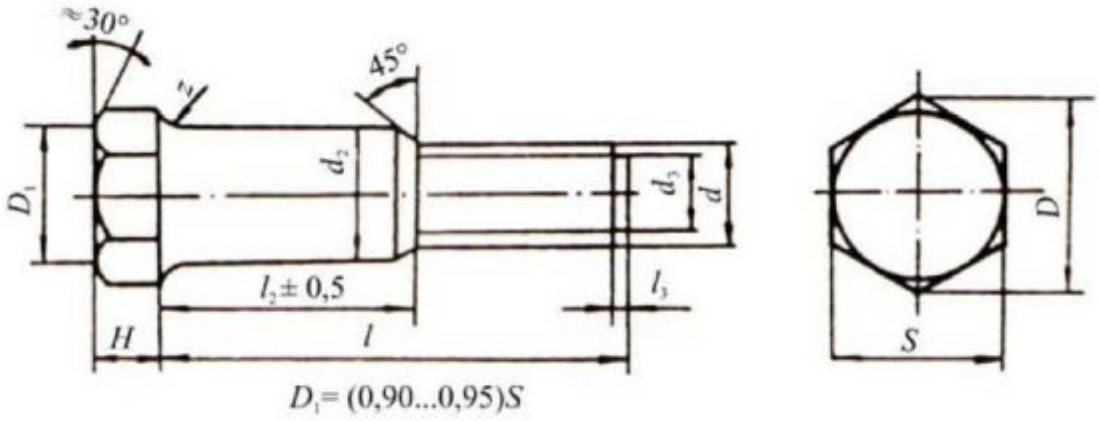


Рис. 14. Болты с шестигранной головкой по ГОСТ 7817–72

Пример условного обозначения болта с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом, с полем допуска 6*g*, длиной 60 мм, класса прочности 5,8, без покрытия: Болт М12-6*g* × 60.5,8 ГОСТ 7817–72.

Пример 8. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис. 15). Приложение постоянной внешней нагрузки F = 40 кН производится после предварительной затяжки болтов с целью недопустимости раскрытия стыка. Материал болтов – сталь 40 ($\sigma_т$ = 340 МПа). Число болтов $Z = 4$.

Для расчета диаметра болтов используем формулы (15) и (16), а также данные табл. 5:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_A}{\pi Z \left[\sigma_р\right]}} \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F(1+\alpha)\left[S\right]}{\pi Z \sigma_т}}.$$

Принимая α = 1,3 и $[S]$ = 4 и предполагая, что наружный диаметр резьбы находится в пределах 16–30 мм, получим

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 40 \cdot 10^3 (1+1,3)\, 4}{3,14 \cdot 4 \cdot 340 \cdot 106}} = 2,116 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 21,16 \text{ мм}.$$

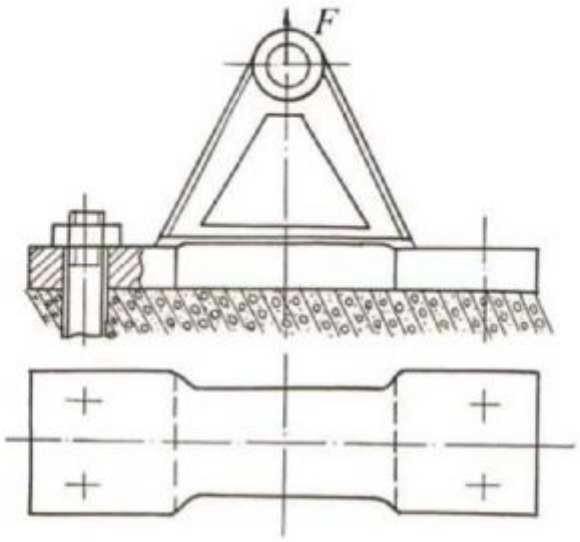


Рис. 15. Расчетная схема болтового соединения,
нагруженного осевой нагрузкой

По ГОСТ 9150–81 (см. табл. 3) принимаем болты с резьбой М24, имеющие внутренний диаметр $d_1 = 21{,}546$ мм.

Пример 9. Рассчитать диаметр болтов, крепящих косынки формы к основанию. На соединение деталей действует постоянная нагрузка $F = 80$ кН (рис. 16). Болты чистые, поставлены в отверстие без зазора. Материал болтов – сталь 45 ($\sigma_т = 360$ МПа). Число болтов $Z = 4$.

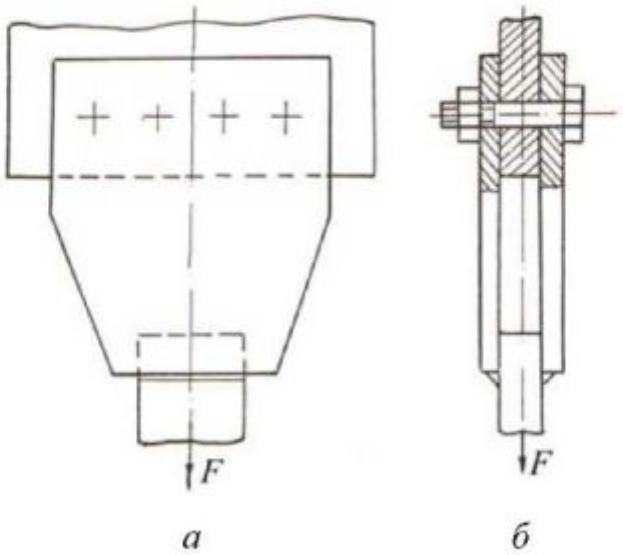


Рис. 16. Расчетная схема болтового соединения без зазора,
нагруженного поперечной силой

Для расчета диаметров болтов используем формулу (17), учитывая при этом, что срез болтов может произойти одновременно по двум сечениям, лежащим в плоскостях стыка соединяемых деталей, т.е. $l = 2$. Принимая значение допускаемого напряжения на срез $[\tau_c] = 0{,}3\ \sigma_т$, получим расчетную формулу для определения диаметра стержня болтов

$$d_c \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi\, 2\, Z\, 0{,}3\sigma_т}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 0{,}3 \cdot 360 \cdot 10^6}} =$$

$$= 1{,}086 \cdot 10^{-2}\ \text{м} = 10{,}86\ \text{мм}.$$

По табл. 5 принимаем болты с резьбой М12, имеющие наружный диаметр 12 мм.

Пример 9а. Определить диаметр черных (установленных с зазором) болтов для условий предыдущей задачи (см. пример 9).

Для предотвращения сдвига соединяемых деталей болты, установленные с зазором, должны быть предварительно затянуты усилием F_0, величину которого определяем из условия отсутствия сдвига деталей

$$F_f \geq k_f F.$$

Для рассчитываемого соединения это условие принимает вид

$$ZF_0 fn \geq k_f F.$$

Число стыков соединяемых деталей $n = 2$, число болтов $Z = 4$. Для стальных соединяемых деталей принимаем $f = 0{,}2$. Коэффициент запаса сцепления (трения) принимаем $k_f = 1{,}5$, так как внешняя нагрузка постоянная.

Тогда

$$F_0 = \frac{k_f F}{Zfn} = \frac{1{,}5 \cdot 20 \cdot 10^3}{4 \cdot 0{,}2 \cdot 2} = 75 \cdot 10^3\ \text{Н}.$$

Допускаемые напряжения на растяжение при $[S] = 3$ для диапазона диаметров $d = 16...30$ мм (см. табл. 5).

Внутренний диаметр затянутого болта из условия прочности (18)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot F_0}{\pi \left[\sigma_p\right]}} = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 10^3}{\pi \cdot 120}} = 31{,}6 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 8724–81 выбираем резьбу М36, для которой шаг $P = 4$ мм, наружный диаметр $d = 36$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 33{,}402$ мм.

При предварительном определении допускаемого напряжения коэффициент запаса прочности $[S] = 3$ выбран для диапазона диаметров $d = 16...30$ мм.

Расчетный диаметр $d = 36 > 30$ мм, поэтому необходимо уточнить допускаемые напряжения и повторить расчет диапазона болта.

Из табл. 5 для диапазона диаметров 30–60 мм принимаем $[S] = 2{,}5$.

Тогда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 10^3}{\pi \cdot 144}} = 29{,}36 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 8724–81 выбираем резьбу М33 с шагом $P = 2$ мм, наружным диаметром $d = 33$ мм, внутренним диаметром $d_1 = 30{,}835$ мм.

Сравнивая результаты задач 9 и 9*а*, видим, что диаметр чистого болта меньше примерно в 3 раза диаметра черных при прочих равных условиях. Кроме того, чистые болты обеспечивают центрирование соединяемых деталей. Однако в практике конструирования чаще применяются черные болты (винты, шпильки), устанавливаемые в отверстия в деталях с зазором, как более технологичные и экономичные. Установка болтов (винтов, шпилек) без зазора под развертку требует точной обработки

соединяемых деталей, что значительно увеличивает стоимость соединения.

Пример 10. Рассчитать диаметр болтов, соединяющих косынку со швеллером (рис. 17). На соединение деталей действует нагрузка $F = 20$ кН. Материал болтов – сталь 45 ($\sigma_т = 360$ МПа). Число болтов $Z = 4$.

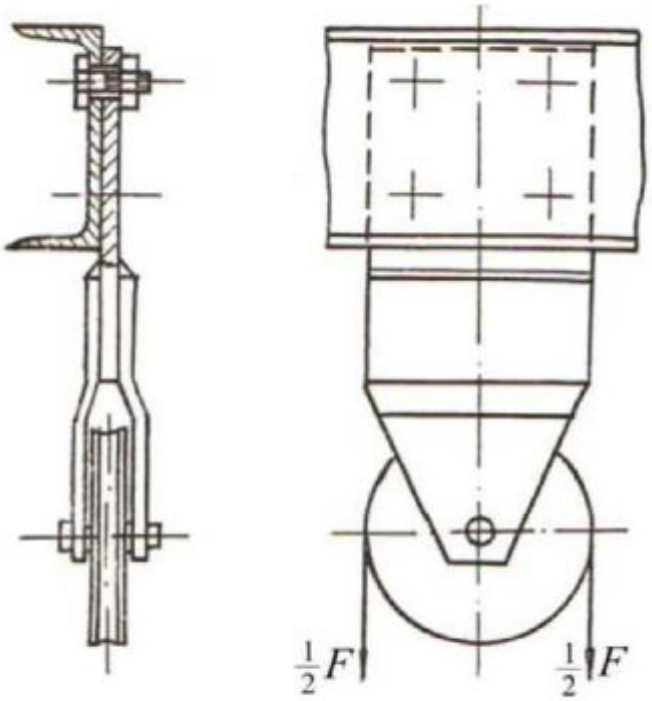


Рис. 17. Расчетная схема болтового соединения с зазором, нагруженного поперечной силой

Для расчета диаметра болтов используем формулу (19), принимая $f = 0{,}2$ и по табл. 5 $[S] = 4$:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5{,}2\,F}{\pi Z f \left[\sigma_р\right]}} = \sqrt{\frac{5{,}2\,F[S]}{\pi Z f \sigma_т}} = \sqrt{\frac{5{,}2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 4 \cdot 0{,}2 \cdot 360 \cdot 10^6}} =$$

$$= 2{,}14 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 21{,}4 \text{ мм}.$$

По табл. 3 принимаем болты с резьбой М24, имеющие наружный диаметр $d_1 = 21{,}546$ мм.

4.3. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения образуют следующие детали: вал, шпонка, ступица колеса (шкива, звездочки) или полумуфта. Шпонка – стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы.

Назначение шпоночных соединений – передача вращающего момента между валом и ступицей.

Достоинства шпоночных соединений: простота конструкции, низкая стоимость, легкость монтажа-демонтажа.

Недостатки: невысокая нагрузочная способность, ослабление вала и ступицы шпоночными пазами.

Все основные виды шпонок делятся на клиновые и призматические. Первая группа шпонок образует напряженные соединения и имеет ограниченное применение, вторая группа шпонок образует ненапряженные соединения.

Размеры шпонок стандартизованы.

Соединение призматическими шпонками представлено на рис. 18.

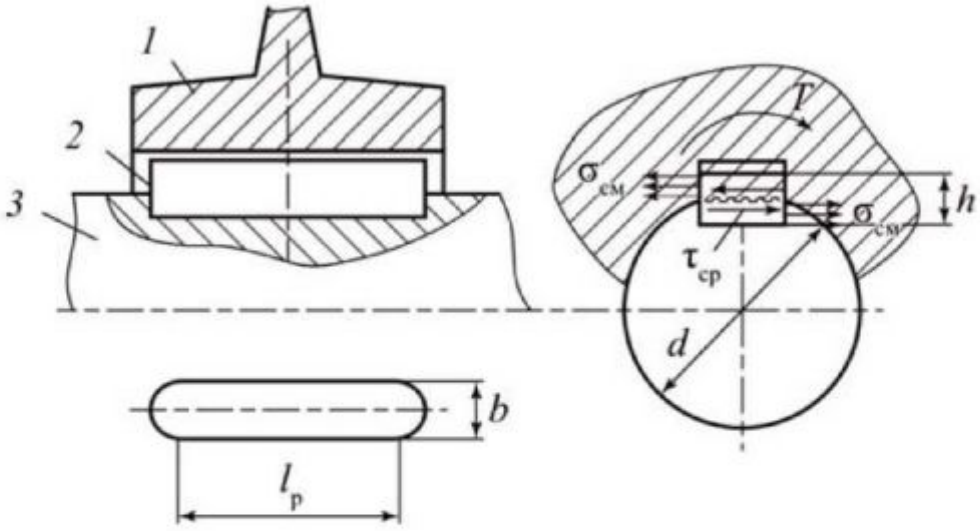


Рис. 18. Соединение призматической шпонкой:
1 – ступица; *2* – шпонка; *3* – вал

Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом.

Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$ и напряжения среза.

Для стандартных шпонок рассчитывают только напряжения смятия, так как размеры поперечного сечения стандартной шпонки $b \times h$ подобраны так, чтобы исключить разрушение от напряжений среза.

Условие прочности соединения призматической шпонкой

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t)l_р} \le [\sigma_{см}]$$

где h – высота шпонки, $l_р$ – рабочая длина шпонки.

При проектировании соединения призматической шпонкой размеры поперечного сечения $b \times h$ подбирают по диаметру вала d.

III. ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ПРОЕКТИРОВОЧНОЙ РАБОТЫ

В ходе выполнения расчетно-проектировочной работы студент должен решить задачи. Расчетные схемы и числовые данные для каждой задачи выдаются преподавателем-консультантом.

Задача 1А

Стальной стержень переменного сечения находится под действием продольной силы и собственного веса. Найти наибольшее напряжение в сечении круглого бруса и определить величину перемещения в сечении *1–1*. Расчетные схемы указаны на рис. 19, а числовые данные приведены в табл. 6.

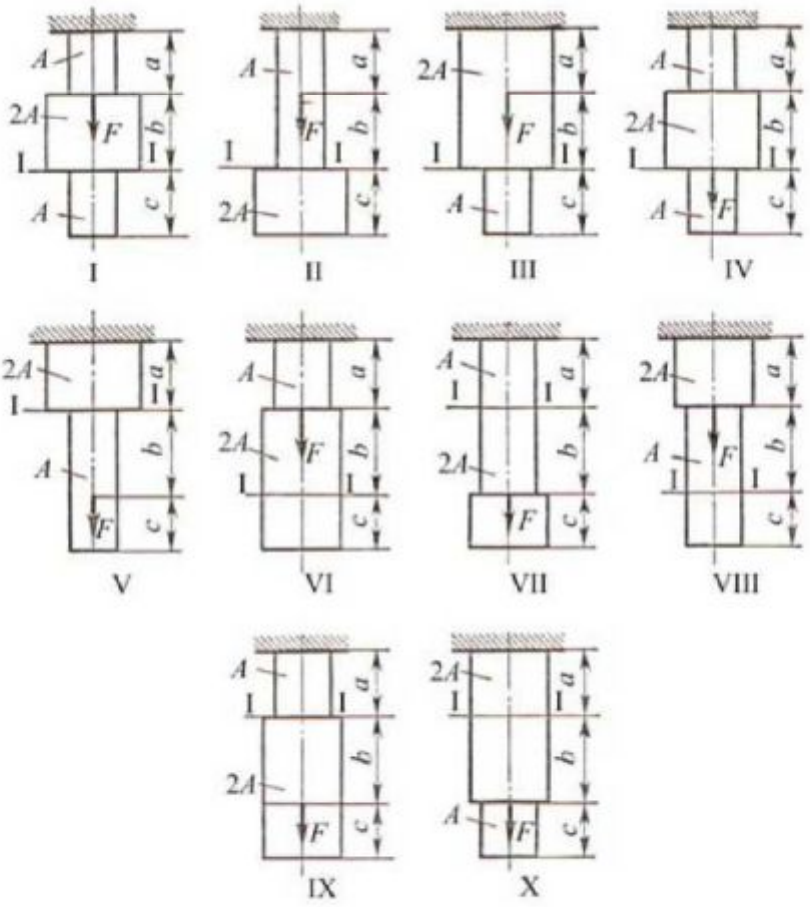


Рис. 19. Расчетные схемы стержней при растяжении (к задаче 1А)

Таблица 6

Числовые данные к задаче 1А

Величина \ Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A, м^2	$4\cdot10^{-4}$	$4\cdot10^{-4}$	$5\cdot10^{-4}$	$5\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$
a, м	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
b, м	7	7	7	6	5	5	5	4	4	3
c, м	8	7	6	6	6	5	4	4	3	3
F, кН	40	40	50	50	60	60	70	70	80	80

При расчете принять модуль упругости при растяжении для стали $E = 2\cdot10^5$ МН/м^2 и удельный вес $\gamma = 7{,}7\cdot10^4$ Н/м^3.

Задача 1Б

Для бруса из Ст.3 ($\sigma_т$ = 240 мПа):

1. Построить эпюры продольных сил.
2. Построить эпюры нормальных напряжений.
3. Определить коэффициент запаса прочности.
4. Определить перемещение свободного конца.
5. Расчетные схемы указаны на рис. 20, а числовые данные приведены в табл. 7.

Таблица 7

Числовые данные к задаче 1Б

Величина \ Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A_2, см^2	1,2	1,1	1,3	1,25	1,0	1,25	1,3	1,4	1,6	1,5
A_1, см^2	2,6	2,7	2,8	2,5	3,2	3,1	3,0	3,5	3,6	3,5
a, м	0,2	0,25	0,35	0,4	0,15	0,18	0,22	0,25	0,20	0,22
b, м	0,4	0,45	0,35	0,25	0,4	0,25	0,35	0,45	0,50	0,48
c, м	0,6	0,5	0,4	0,5	0,55	0,65	0,70	0,75	0,65	0,70
F_1, кН	12	13	11	10	15	14,5	16	15,5	18	17,5
F_2, кН	6	5	8	9	7	8,5	9	7,5	22	23
F_3, кН	12	12	13	14	3	27	27,5	28,5	9	8

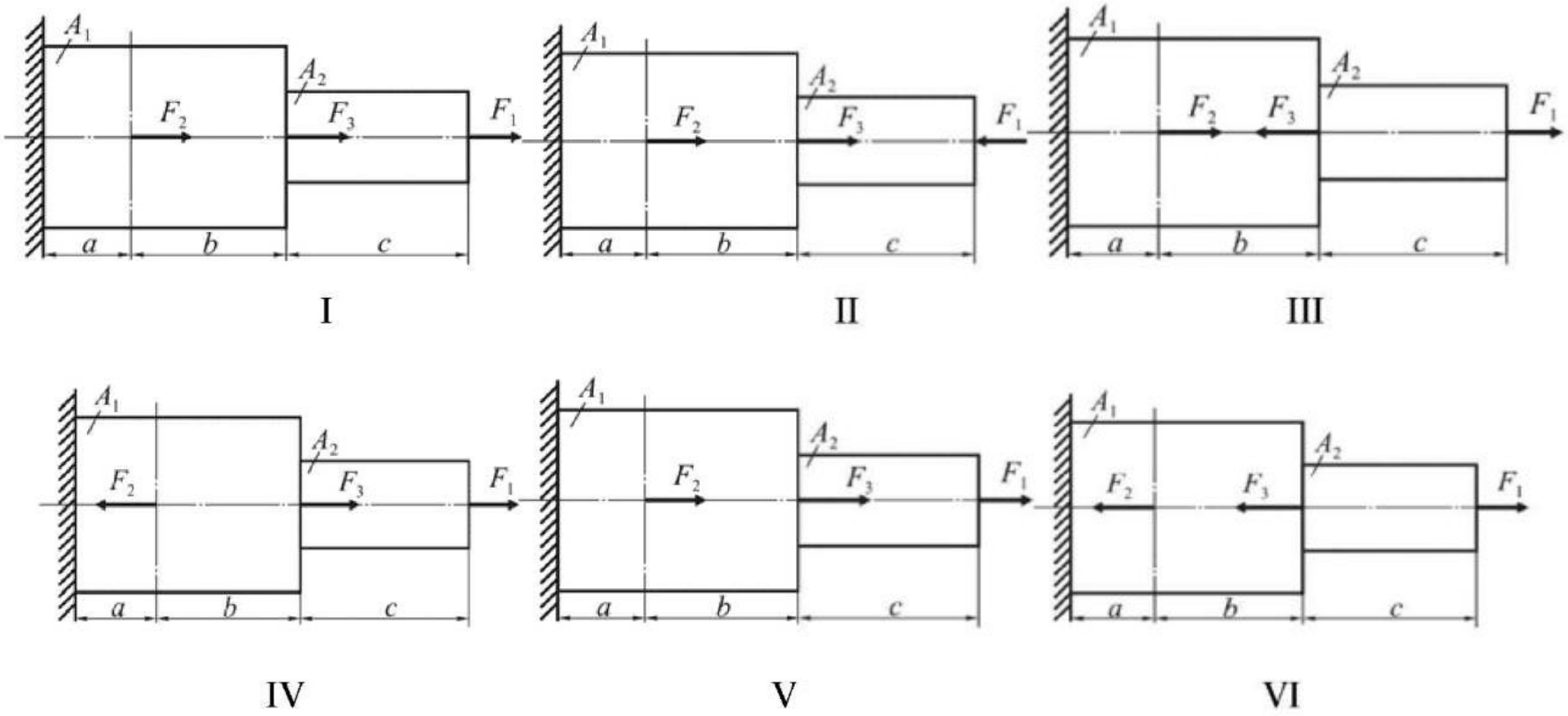
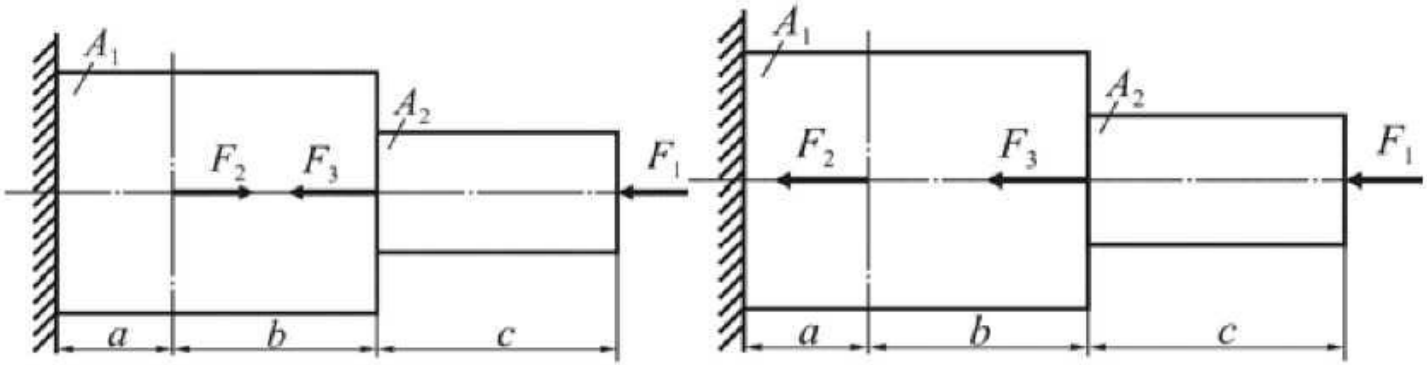
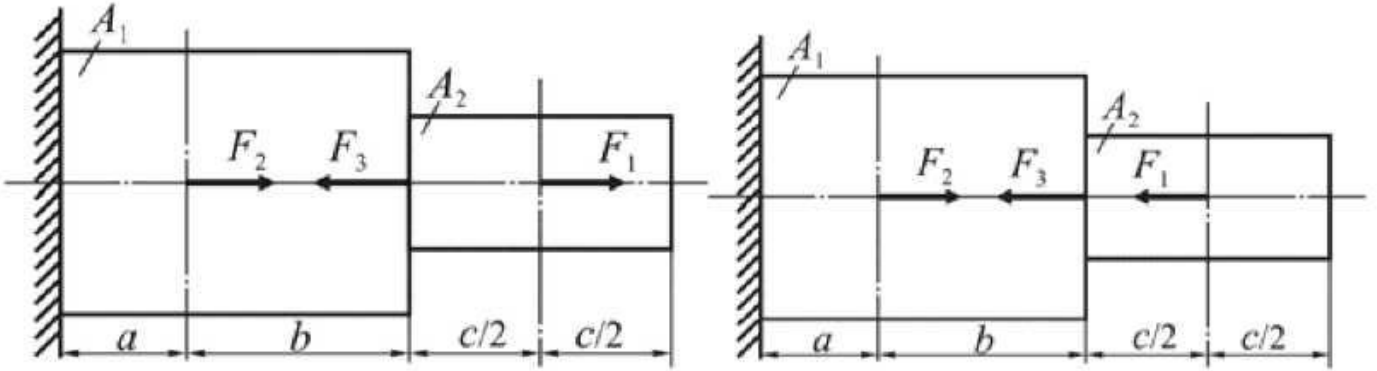


Рис. 20. Расчетные схемы стержней к задаче 1Б (см. также с. 54)



VII VIII



IX X

Рис. 20. Окончание

Задача 2

К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное поперечное сечение, приложены четыре момента (рис. 21). Левый конец вала жестко закреплен в опоре, а правый конец свободен, и его торец имеет угловые перемещения относительно левого конца. Требуется:

1. Построить эпюру крутящих моментов по длине вала.

2. При заданном значении допускаемого напряжения на кручение определить диаметры d_1 и d_2 вала из расчета на прочность, полученные значения округлить.

3. Построить эпюры максимальных напряжений кручения по длине вала.

4. Построить эпюру углов закручения, приняв $G = 0{,}4E$. Данные взять из табл. 8.

Таблица 8

Числовые данные к задаче 2

Вариант	Расстояние, м			Моменты				$[\tau_к]$, МПа
	a	b	c	T_1	T_2	T_3	T_4	
1	1,0	1,0	1,0	5,1	2,1	1,1	0,1	30
2	1,1	1.1	1,1	5,2	2,2	1,2	0.2	30
3	1,2	1.2	1,2	5,3	2,3	1,3	0,3	35
4	1,3	1,3	1,3	5,4	2,4	1,4	0,4	35
5	1,4	1.4	1,4	5,5	2,5	1,5	0,5	40
6	1.5	1,5	1,5	5,6	2,6	1,6	0,6	40
7	1,6	1,6	1,6	5,7	2,7	1,7	0,7	45
8	1,7	1,7	1,7	5,8	2,8	1,8	0,8	45
9	1,8	1.8	1,8	5,9	2,9	1,9	0,9	50
10	1.9	1,9	1,9	6,0	3,0	2,0	1,0	50

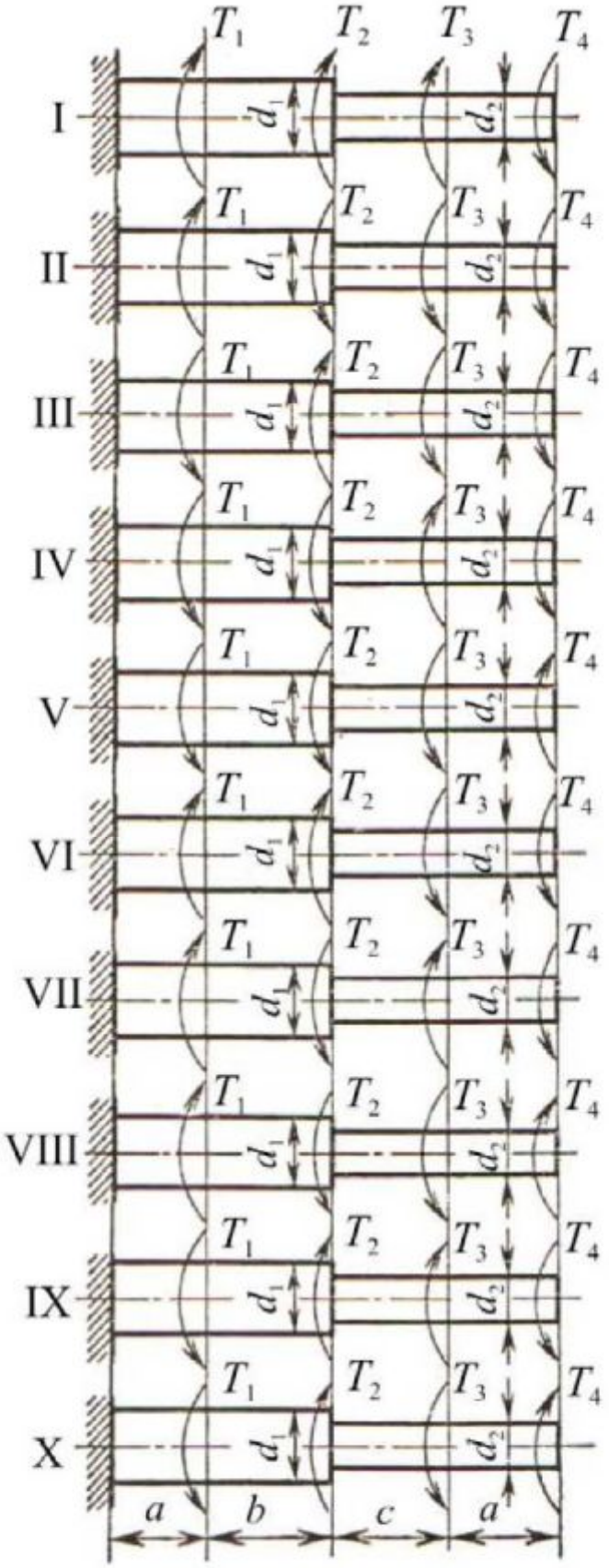


Рис. 21. Расчетные схемы стержней при кручении (к задаче 2)

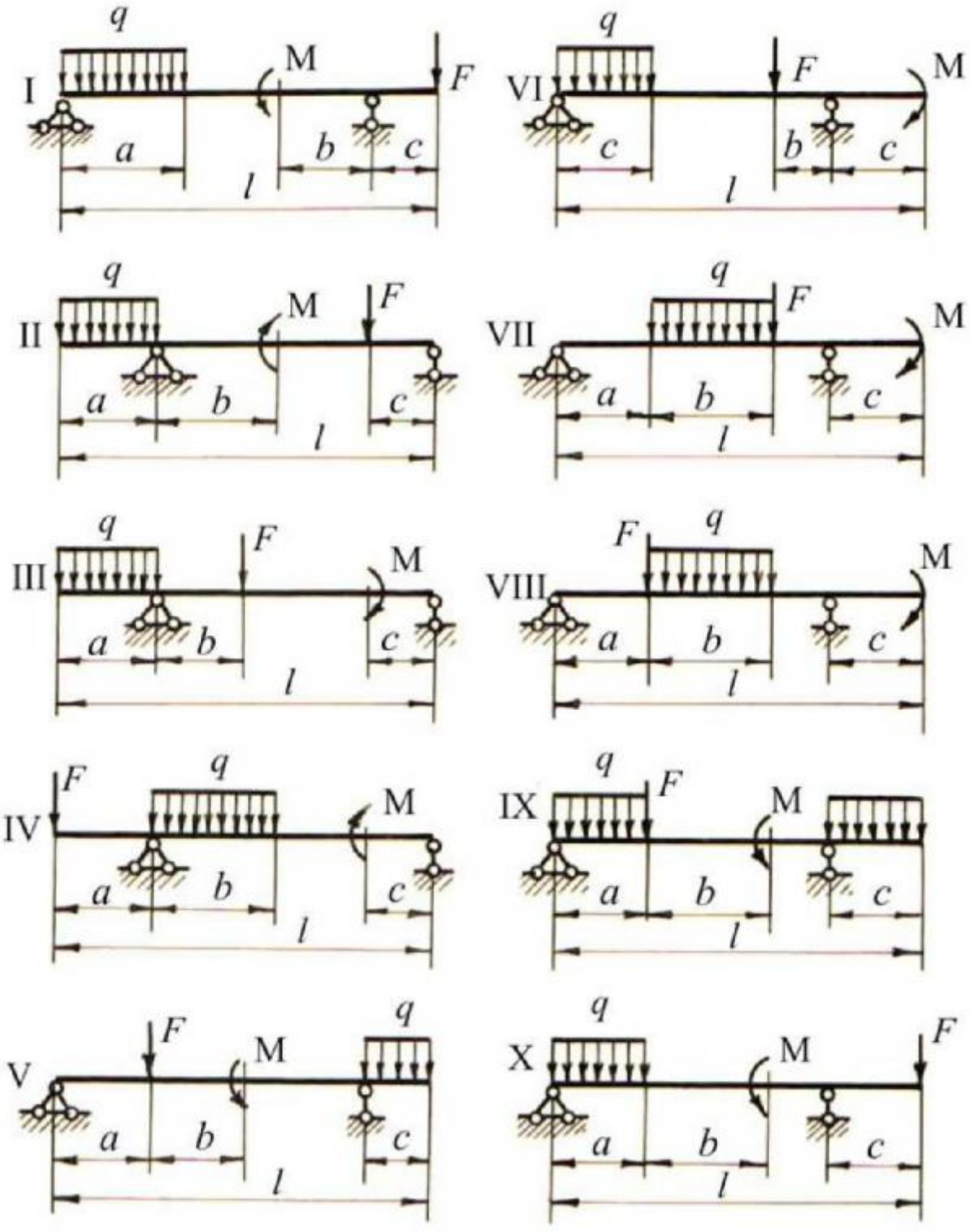
Задача 3А, Б

Для одной из заданных схем балки (рис. 22) требуется написать выражения F и М для каждого участка в общем виде. Построить эпюры F и М, найти M_{max} и подобрать стальную балку двутаврового сечения при $|\sigma|$ = 160 МПа. Данные взять из табл. 9, 10.

Таблица 9

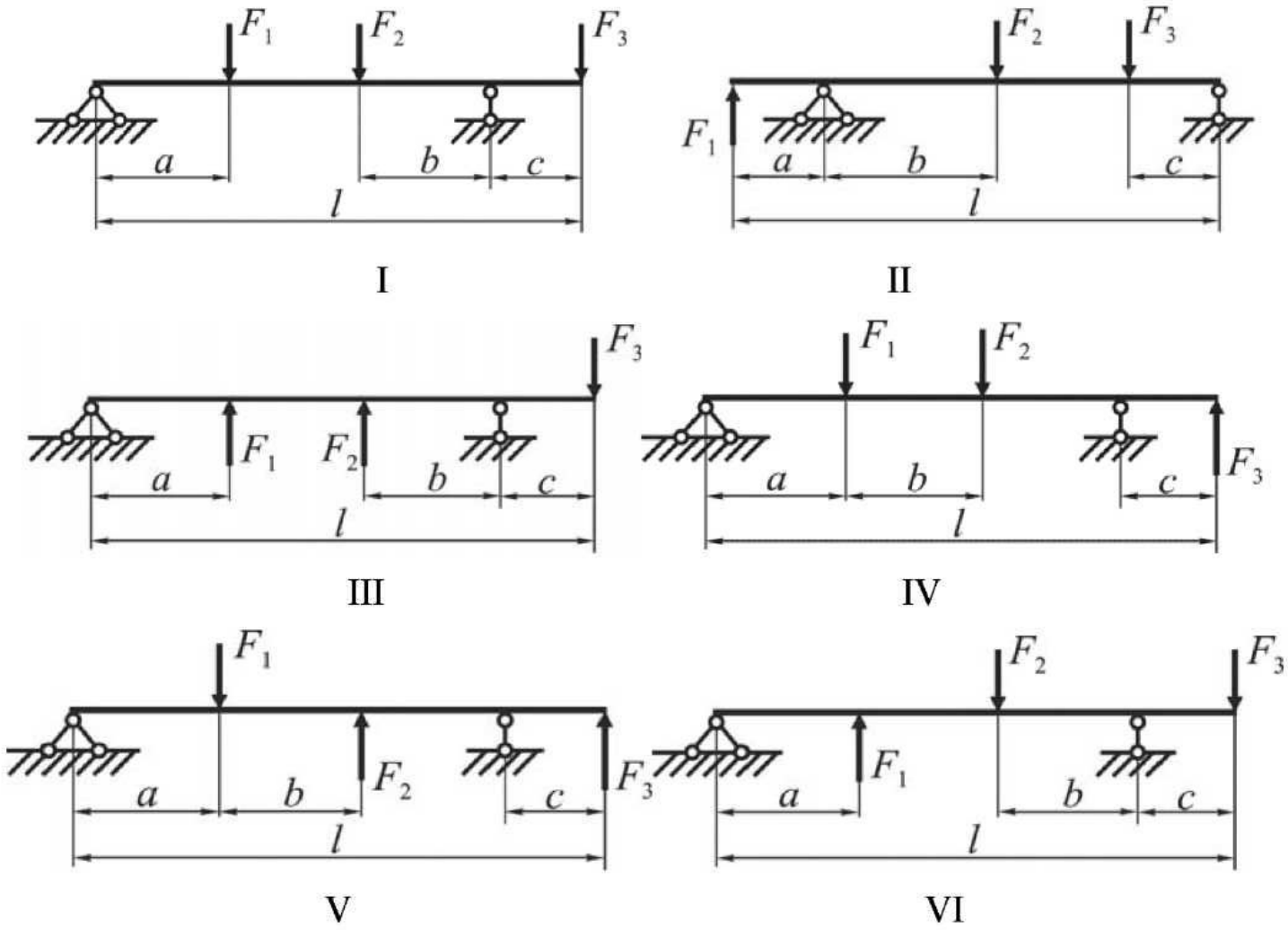
Числовые данные к задаче 3А

Вариант	Данные величины						
	a, м	b, м	c, м	l, м	Изгибающий момент М, кН·м	Сосредоточенная сила F, кН	Равномерно распределяемая нагрузка q, кН/м
1	2,0	3,2	1,8	10	7	20	22
2	2,2	3,4	1,9	10	7	19	21
3	2,4	3,6	2,0	11	8	18	20
4	2,6	3,8	2,1	11	8	17	19
5	2,8	4,0	2,2	12	9	16	18
6	3,0	4,2	2,3	12	9	15	17
7	3,2	4,4	2,4	13	10	14	16
8	3,4	4,6	2,5	13	10	13	15
9	3,6	4,8	2,6	14	11	12	14
10	3,8	5,0	2,7	14	11	11	13



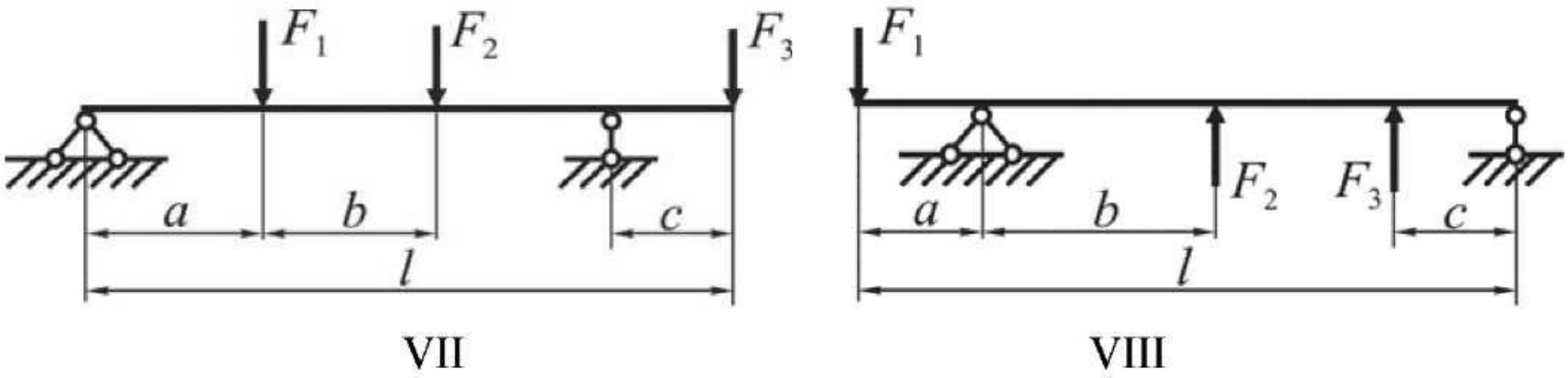
а

Рис. 22. Расчетные схемы стержней при изгибе
(см. также с. 59, 60): *а* – к задаче 3А



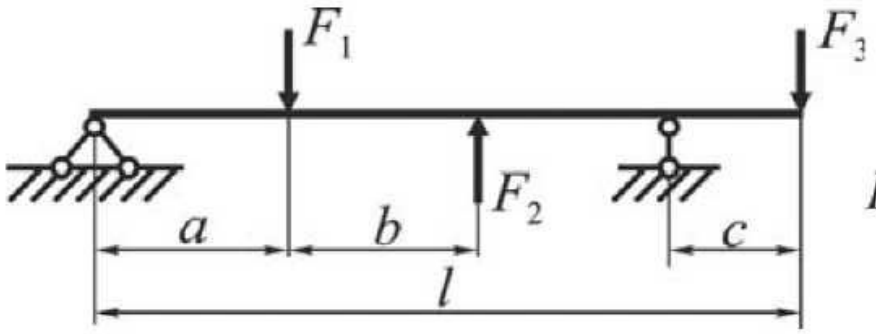
б

Рис. 22. Продолжение: *б* – к задаче 3Б

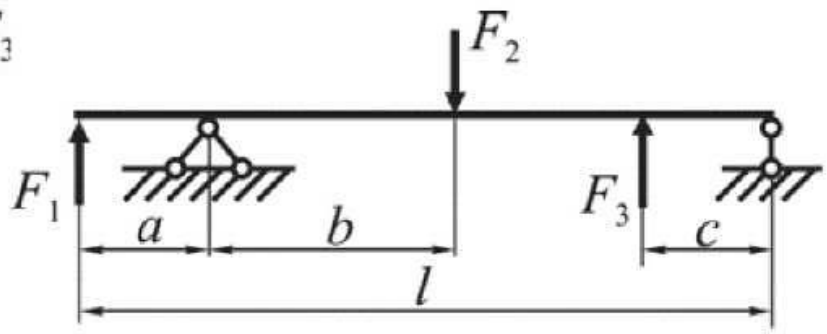


VII

VIII



IX



X

б

Рис. 22. Окончание: *б* – к задаче 3Б

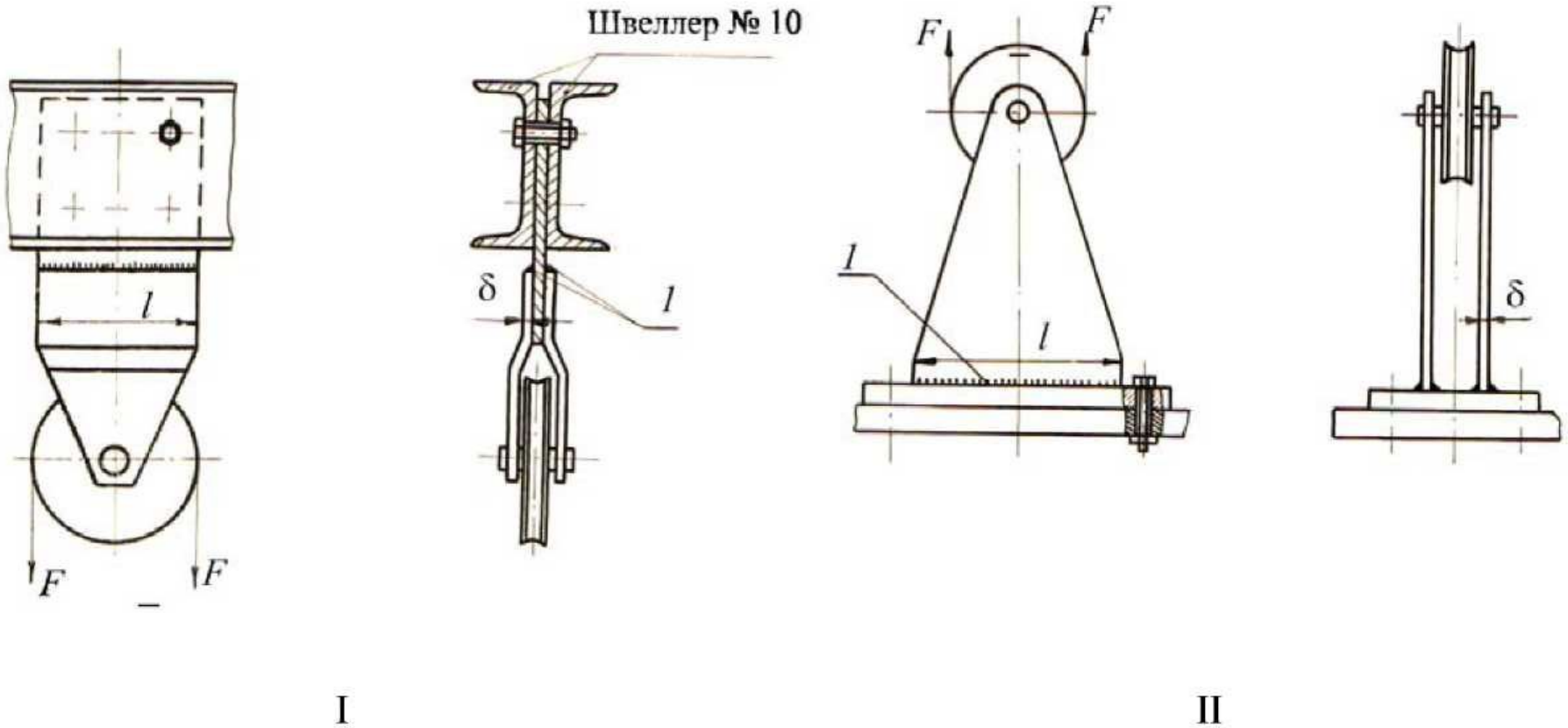
Таблица 10

Числовые данные к задаче 3Б

Вариант	Данные величины						
	a, м	b, м	c, м	l, м	Сосредоточенная сила F, кН		
					F_1	F_2	F_3
1	2,0	3,2	1,8	10	7	20	22
2	2,2	3,4	1,9	10	7	19	21
3	2,4	3,6	2,0	11	8	18	20
4	2,6	3,8	2,1	11	8	17	19
5	2,8	4,0	2,2	12	9	16	18
6	3,0	4,2	2,3	12	9	15	17
7	3,2	4,4	2,4	13	10	14	16
8	3,4	4,6	2,5	13	10	13	15
9	3,6	4,8	2,6	14	11	12	14
10	3,8	5,0	2,7	14	11	11	13

Задача 4А

В соответствии с заданием, выданным преподавателем-консультантом, выбрать конструкции (рис. 23) и соответствующие ей (типы I–X) задания и исходные данные (варианты 1–10) и рассчитать сварное и резьбовое соединения. Материал соединительных и резьбовых деталей, вид сварки и марку сварочного электрода выбирать самостоятельно (см. табл. 1, 2). Тип крепежных деталей (черные или чистые) определить по изображению соединения. Число крепежных деталей, если оно не указано в исходных данных, определить по чертежу конструкции. Расчет резьбового соединения должен быть закончен выбором стандартной резьбы с указанием ее параметров: d, P, d_1 (см. табл. 3 или справочник [12]).



I II

Рис. 23. Расчетные схемы сварных и резьбовых соединений (к задаче 4А): *l* – сварные швы (см. также с. 63, 64)

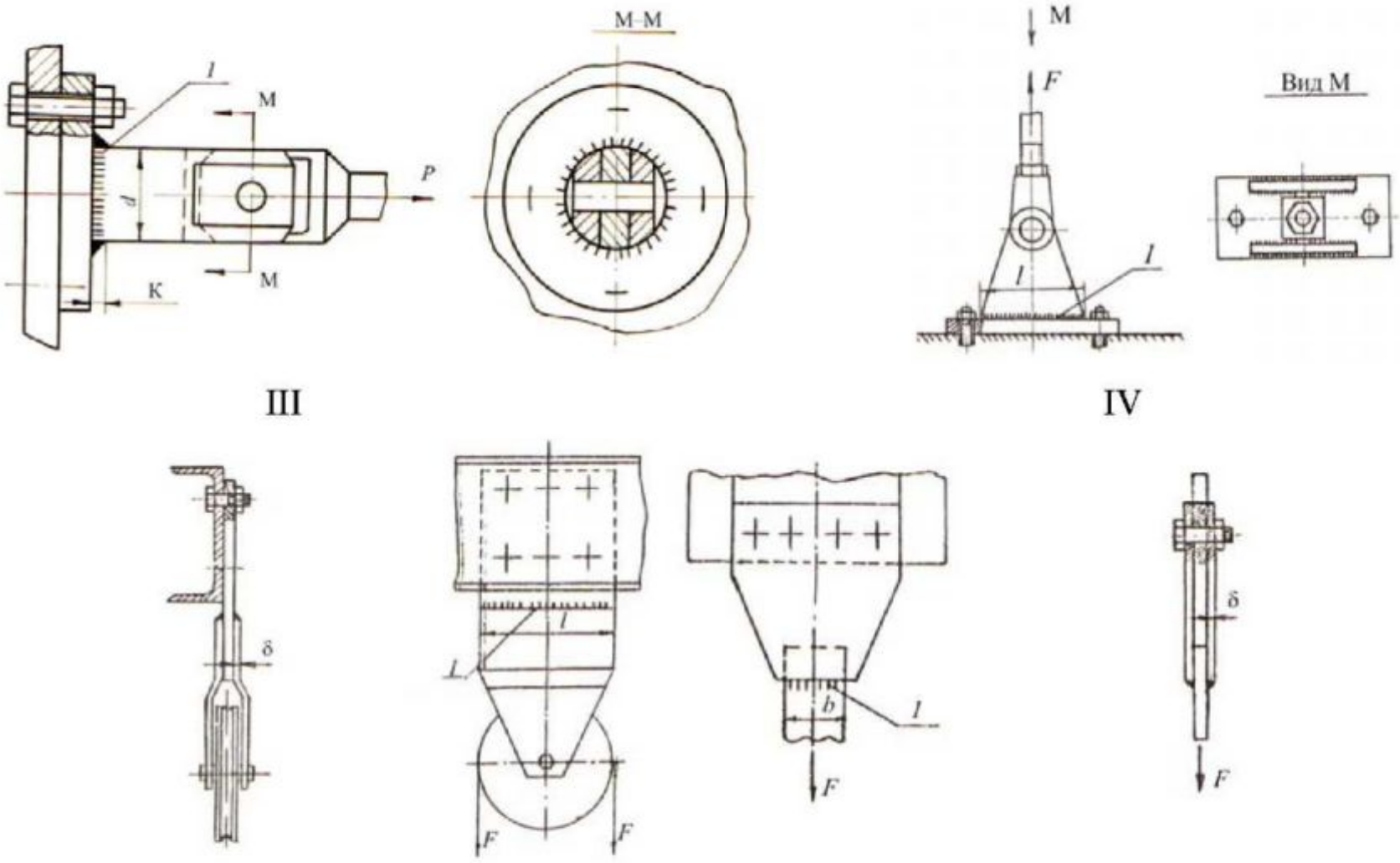
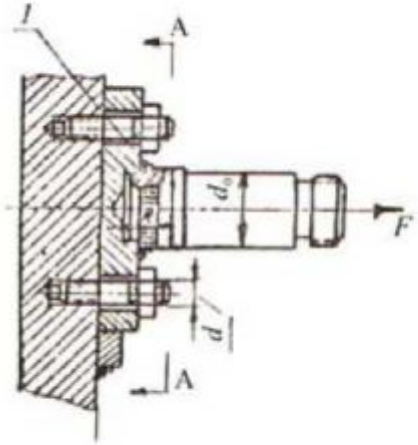
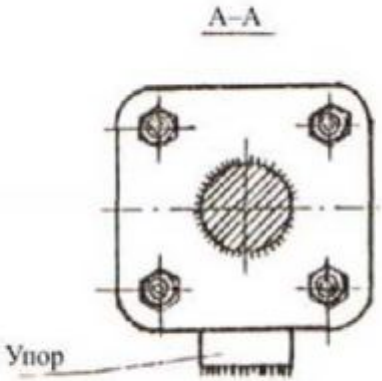
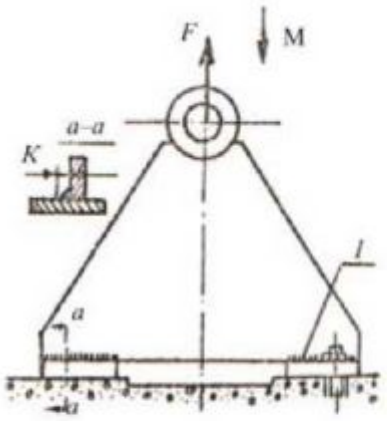


Рис. 23. Продолжение

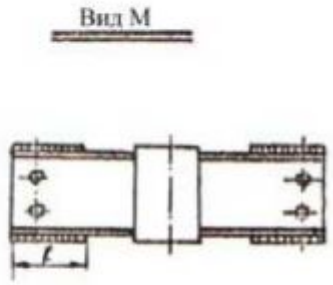


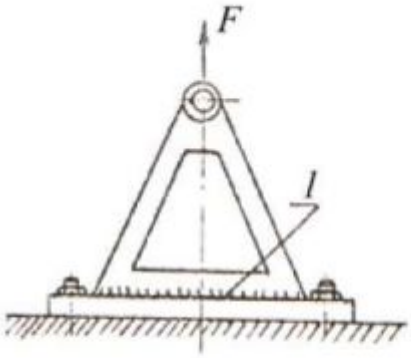
VII



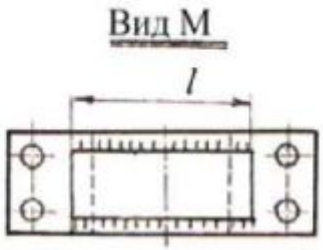


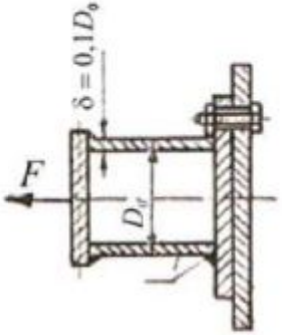
VIII

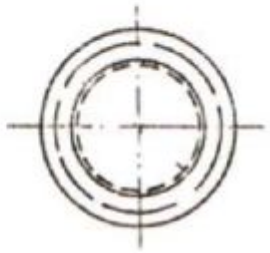




IX







X

Рис. 23. Окончание

Исходные данные

Тип I

Определить диаметры болтов, крепящих узел блока к швеллерам и размер l сварных швов l при числе болтов Z и нагрузке $2F$:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$2F$, кН	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Z, шт	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы l прерывистыми.

Тип II

Определить диаметры болтов, крепящих блок к стальной плите и размеры l сварных швов l при следующих значениях нагрузки $2F$:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$2F$, кН	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы l прерывистыми.

Тип III

Определить диаметры болтов, крепящих узел стяжки к стальной стенке, и катет К сварных швов l при следующих значениях нагрузки F и диаметра d:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	26	26	27	28	29	30	31	32	33	34
a, мм	35	35	35	35	40	40	40	45	45	45

Тип IV

Определить диаметры болтов, крепящих плиту стяжки к бетонному основанию, и катеты сварных швов *l* при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
a, мм	400	400	400	420	420	410	400	400	430	430

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы *l* прерывистыми.

Тип V

Определить диаметры болтов, крепящих блок к швеллеру (болты установлены без зазора), и необходимый размер *l* сварных швов *l* при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2*F*, кН	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы прерывистыми.

Тип VI

Определить диаметры болтов, крепящих косынки фермы к основанию (болты установлены без зазора), и размеры сварных швов при следующих значениях нагрузки *F*:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы прерывистыми.

Тип VII

Определить диаметры d шпилек, крепящих блок к плите, и катеты сварных швов l при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d_0, мм	25	25	30	35	40	45	50	55	60	65

Тип VIII

Определить диаметры фундаментных болтов, крепящих кронштейн к бетонному основанию, и напряжения в сварных швах l при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	4	8	11	15	20	21	24	26	28	30
δ, мм	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12

Примечание. Катет сварного шва l принять $K = 0{,}8\delta$.

Тип IX

Определить диаметры фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию, и катеты сварных швов l при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
l, мм	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600

Примечание. Разрешается выполнять сварные швы l прерывистыми.

Тип X

Определить диаметры болтов крепления сварной опоры к стальной стенке и требуемый катет сварных швов l при следующих значениях параметров:

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	6,5	7,5	1,25	6	18	20	25	30	40
D_0, мм	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Число болтов	6	6	8	8	8	8	8	10	10	10

Задача 4Б

Определить напряжения смятия у соединения призматической шпонкой, передающего вращающий момент T, если диаметр вала равен d, а рабочая длина шпонки $l_р$. Высоту площадки смятия принять $(h - t) = 3$ мм (рис. 24, табл. 11).

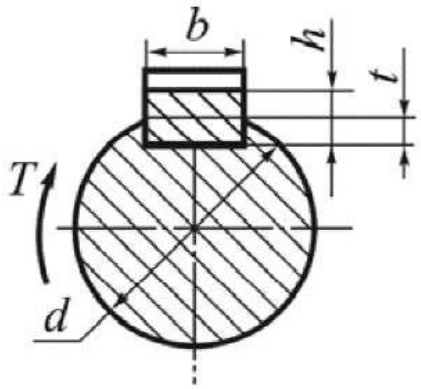


Рис. 24. Шпоночные соединения

Таблица 11

Числовые значения к задаче 4Б

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	180	180	600	54	400	9	600	54	400	9
d, мм	30	36	40	20	36	10	45	26	38	12
$l_р$, мм	36	40	80	22	80	14	63	25	50	18
[σ], МПа	130	140	140	130	120	110	150	110	170	120

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буланов Э.А., Шинкин В.Н. Механика. Вводный курс: учеб. пособие. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2011. – 172 с.

2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2006. – 400 с.

3. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин: учеб. для техникумов. – М.: Илекса, 1999. – 391 с.

4. Прикладная механика / В.В. Джамай [и др.]. – М.: Дрофа, 2004. – 414 с.

5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 591 с.

6. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Основы технической механики. – СПб.: Политехника, 2003. – 286 с.

7. Сурин В.М. Прикладная механика. – Минск: Новое знание, 2006. – 387 с.

8. Прикладная механика / К.И. Заблонский [и др.]. – Киев: Высш. шк., 1984. – 280 с.

9. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Руководство к решению задач по технической механике. – Л.: Машиностроение, 1977. – 400 с.

10. Сборник задач по технической механике / В.В. Баграев [и др.]. – Л.: Судостроение, 1963. – 552 с.

11. Красовский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.

12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 297 с.